

UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID



Proyecto fin de carrera

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DINÁMICO DEL SATÉLITE ESMO

Autor: Julio Hernández Sánchez

Tutor: Javier Rodríguez Rodríguez

***A Irene,
sin quién esto no hubiera sido posible.***

ÍNDICE

• CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN	1
1.1 Objetivos	3
1.2 Resumen	4
• CAPÍTULO 2: ESTRUCTURAS DE SATÉLITES	6
2.1 Geometría y elementos de las estructuras	8
2.2 Ejemplos de estructuras en satélites	10
• CAPÍTULO 3: MATERIALES PARA ESTRUCTURAS	19
3.1 Aleaciones metálicas	20
3.2 Materiales compuestos	24
3.2.1 Materiales formados por fibras	24
3.2.2 Materiales tipo sándwich	27
• CAPÍTULO 4: INTRODUCCIÓN AL ANÁLISIS MODAL	32
4.1 Concepto	33
4.2 Fundamento teórico	35
4.2.1 Sistema de 1 G.D.L no amortiguado	36
4.2.2 Sistema de n G.D.L no amortiguado	39
• CAPÍTULO 5: MODELO DE PARTIDA	40
DEFINICIÓN DEL PROBLEMA	
5.1 Modelo de partida	41
5.2 Definición del problema	45
5.2.1 Requerimientos de frecuencias propias	46

• CAPÍTULO 6: MODELO DE ELEMENTOS FINITOS	48
6.1 Modelo de la estructura. Consideraciones geométricas	50
6.2 Modelado de las masas interiores	53
6.3 Consideraciones sobre uniones	57
6.4 Consideraciones sobre materiales y elementos	59
6.5 Consideraciones sobre el mallado	61
• CAPÍTULO 7: SIMULACIÓN Y ANÁLISIS DEL MODELO	63
7.1 Simulación del modelo de partida	65
7.2 Comparación con el modelo rígido	70
7.3 Comentario de resultados	71
7.4 Posibles soluciones	72
• CAPÍTULO 8: BÚSQUEDA DE SOLUCIONES	74
8.1 Solución incrementando el espesor del panel inferior	76
8.1.1 Soluciones incrementando el espesor del núcleo	82
8.1.2 Soluciones incrementando el espesor de las pieles	85
8.2 Solución cambiando el material del panel inferior	87
8.2.1 Solución utilizando pieles de aluminio	88
8.3 Reducción de peso	93
• CAPÍTULO 9: ELECCIÓN DE SOLUCIONES	97
9.1 Resumen de solución propuesta	101
9.2 Comprobación del modelo rígido para la solución	102
• CAPÍTULO 10: CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO	103
10.1 Conclusiones	104
10.2 Trabajo futuro	106

• ANEXOS	107
A.1 Propiedades de materiales compuestos	108
A.2 C.d.g y masas	110
A.3 Inercias	111
A.4 Propiedades de láminas de F.C utilizadas	112
A.5 Datos del fabricante Hexcell®	121
• BIBLIOGRAFÍA	126
• WEBS	127

ÍNDICE DE TABLAS

3.1	Aleantes del aluminio	21
3.2	Aleaciones de aluminio	22
3.3	Propiedades del aluminio	22
3.4	Propiedades del acero	23
3.5	Propiedades del titanio	23
5.1	Dimensiones exteriores	43
5.2	Dimensiones de los paneles	44
6.1	Centros de gravedad	54-55
6.2	Propiedades de fibra de carbono	60
6.3	Propiedades para núcleo honeycomb	60
7.1	Frecuencias modelo original (articulado)	65
7.2	Frecuencias modelo original (rígido)	71
8.1	Frecuencias para $e_n=26$ mm y $e_p=2$ mm	81
8.2	Frecuencias para $e_n=31$ mm y $e_p=1,5$ mm	81
8.3	Frecuencias para $e_n=50$ mm y $e_p=1,5$ mm	82
8.4	Frecuencias para $e_n=60$ mm y $e_p=1,5$ mm	84
8.5	Frecuencias del tercer modo para distintos espesores	84
8.6	Frecuencias para $e_n=71$ mm y $e_p=1,5$ mm	85
8.7	Frecuencias para $e_n=55$ mm y $e_p=2,5$ mm	86
8.8	Frecuencias para $e_n=26$ mm y $e_p=1,5$ mm. Aluminio	88
8.9	Frecuencias para $e_n=40$ mm y $e_p=1,5$ mm. Aluminio	90
8.10	Frecuencias para $e_n=51$ mm y $e_p=1,5$ mm. Aluminio	91
8.11	Frecuencias para $e_n=41$ mm y $e_p=2,5$ mm. Aluminio	92
8.12	Frecuencias para $e_n=71$ mm y $e_p=1,5$ mm. Ligero	94
8.13	Frecuencias para $e_n=55$ mm y $e_p=2,5$ mm. Ligero	94
8.14	Frecuencias para $e_n=51$ mm y $e_p=1,5$ mm. Al. Ligero	95
8.15	Frecuencias para $e_n=41$ mm y $e_p=2,5$ mm. Al. Ligero	95
8.16	Masa de los paneles con núcleo de $68,9$ kg/m ³	96

9.1	Soluciones para el panel inferior	98
9.2	Dimensiones y masas finales	101
9.3	Frecuencias para $e_n=51$ mm y $e_p=1,5$ mm. Al. Ligero. Rígido	102

ÍNDICE DE FIGURAS

2.1.a	Estructuras geoméricamente determinadas	8
2.1.b	Estructuras complejas	9
2.2	Satélite Nano-Jasmine	10
2.3	Satélite Deimos-I	10
2.4	Satélite Unisat-2	11
2.5	Satélite ZAsat-002	12
2.6	Satélite STsat-2	12
2.7	Satélite Remeter	13
2.8	Satélite AIM	14
2.9	Satélite IBEX	14
2.10	Satélite Rhessi	15
2.11	Satélite SNOE	16
2.12	Satélite UPM-Sat1	17
2.13	Satélite Anusat	18
3.1	Láminas de fibra de carbono	26
3.2	Esquema de sándwich	27
3.3	Núcleos de sándwich	29
3.4	Honeycomb	30
4.1	Esquema de sistema de 1 G.D.L	36
4.2	Esquema de sistema de 1 G.D.L forzado	37
5.1	Exterior del satélite	41
5.2	Interior del satélite	42
5.3	Vista lateral esquemática	46
5.4	Modos de vibración	47
6.1	Exterior del satélite en ANSYS	50
6.2	Elemento shell-91	51
6.3	Interior del satélite en ANSYS	52
6.4	Elemento shell-99	52

6.5	Vista de pirámides interiores	54
6.6	Elemento beam-4	55
6.7	Disposición de paneles solares	56
6.8	Uniones articuladas	57
6.9	Unión al Ariane	58
6.10	Modelo del satélite mallado	61
7.1	Primer modo. Modelo original	65
7.2	Desplazamientos del primer modo	66
7.3	Segundo modo. Modelo original	66
7.4	Desplazamientos del segundo modo	67
7.5	Tercer modo. Modelo original	67
7.6	Desplazamientos del tercer modo	68
7.7	Cuarto modo. Modelo original	68
7.8	Desplazamientos del cuarto modo	69
7.9	Quinto modo. Modelo original	69
7.10	Desplazamientos del quinto modo	70
8,1	Ecuaciones viga sándwich	76
8.2	Gráfica de comparación del incremento de rigidez	80
8.3	Gráfica de tendencia del tercer modo	84

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

1 Introducción

Este trabajo nace a partir de un modelo preliminar del satélite ESMO (European Student Moon Orbiter). El proyecto ESMO es parte del programa educacional de la ESA (Agencia Espacial Europea) para involucrar a universidades y a estudiantes en el diseño y construcción de un satélite real, como ya se ha hecho en el pasado con proyectos como el satélite SSETI Express, o el ESEO (European Student Earth Orbiter).

El objetivo del ESMO es crear un satélite lunar que lleve a cabo diferentes misiones científicas y que éste fuera totalmente construido y diseñado por estudiantes universitarios.

La Universidad Carlos III de Madrid ha formado un equipo junto la Universidad Politécnica de Madrid durante más de dos años, constituyendo el equipo encargado de coordinar el simulador de la misión. Esta colaboración se terminó en otoño de 2009 cuando la ESA decidió delegar sus funciones en una tercera empresa que decidió no contar con este equipo.

Como consecuencia de la participación de la UC3M en este proyecto, cuyo coordinador era el profesor D. Javier Rodríguez Rodríguez, me he visto involucrado en el mismo durante unos meses, y me ha sido sugerido por el profesor, como tema para mi PFC, el estudio de los modos de vibración del satélite, adecuando el mismo a los requisitos del lanzador espacial Ariane. Este proyecto ya no tiene ninguna vinculación con el ESMO pero parte de un diseño preliminar del mismo

Para mi estudio parto de un diseño del satélite, todavía en fase de desarrollo, y por lo tanto bastante simplificado, cedido por el equipo encargado de la estructura. Este modelo todavía no cumple con los requisitos de masa y dimensiones que tiene la misión, y sobre los que nuestro trabajo no va a tomar

medidas. Pero al asegurarnos que éste modelo cumple los requisitos de modos de vibración también lo hará para uno más pequeño y ligero.

1.1 Objetivos

Los objetivos de este proyecto son:

- Obtener las frecuencias propias de vibración del satélite ESMO
- Comprobar si el satélite cumple los requisitos en cuanto a frecuencias propias requeridos por el lanzador Ariane.
- Proponer mejoras en la estructura, en caso de no cumplir los requisitos, para hacer que los cumpla. Para ello antes habremos estudiado las soluciones estructurales utilizadas en anteriores satélites.
- No agravar, o agravar lo menos posible, los problemas de peso y dimensiones del actual diseño.
- Obtener conocimientos sobre las soluciones estructurales y materiales utilizados en la industria de los satélites.

1.2 Resumen

Este proyecto sigue el siguiente orden para llevar a cabo los objetivos anteriormente descritos:

En el **segundo** capítulo se hace una breve descripción de los satélites del tipo del ESMO. Se trata sobre su geometría, estructuras y materiales utilizados. Este capítulo nos da una idea de las soluciones que se han propuesto para satélites. Se comentan casos reales.

En el capítulo **tercero** se habla sobre los materiales comúnmente usados en la industria aeroespacial. Se comentan propiedades, beneficios e inconvenientes de los materiales utilizados y de los que se utilizarán. Se hace hincapié en los materiales tipo sándwich que son los que utiliza el satélite

En capítulo **cuarto** se trata sobre el análisis modal y la importancia que tiene en el diseño. Se demuestra teóricamente de qué dependen las frecuencias propias.

En el capítulo **quinto** se describe el diseño de partida del satélite. Es el diseño con el que empezaremos a trabajar. Se detallan dimensiones y elementos. También se describe el problema a resolver y las especificaciones que se han de cumplir.

En el **sexto** capítulo se procede a explicar el modelo de elementos finitos del satélite. Se comentan las simplificaciones asumidas y los tipos de elementos utilizados.

En el capítulo **séptimo** se presentan los resultados para la simulación del modelo de partida. Se detallan las frecuencias propias y sus modos, y se comparan con los requeridos.

En el capítulo **octavo** se procede a la búsqueda de soluciones del problema. Para ello se llevan a cabo distintas simulaciones cambiando los parámetros que afectan al comportamiento dinámico del satélite. Estas simulaciones se basan en consideraciones sobre los materiales sándwich que aportamos en este capítulo.

En el capítulo **noveno** se recopilan las soluciones obtenidas y se elige razonadamente una. Se describe más en detalle la solución final elegida.

Por último en el capítulo **décimo** se presentan las conclusiones y las recomendaciones para el trabajo futuro.

CAPÍTULO 2

ESTRUCTURAS DE SATÉLITES

2. Estructuras en mini-satélites.

Definiremos como “mini” o “pequeño” satélite (“small or mini” satellite) a los satélites cuya masa no supera o ronda los 500 kg, que serán los que aquí trataremos. Esta definición es totalmente arbitraria y varía según los autores. Unos consideran hasta los 200 kg e incluso reservan términos como micro o nano satélite para los más pequeños y ligeros. Esta difícil clasificación se debe a la heterogeneidad en los diseños de los mismos, es decir, no hay dos satélites exactamente iguales, ya que todo su diseño queda subordinado a los objetivos de su misión.

Las misiones para las que los satélites son fabricados son muy diversas. Los hay de comunicaciones, telefonía móvil, GPS, televisión, etc. También los hay de toma de imágenes de la Tierra, de la Luna o de otros planetas. Los hay que cargan telescopios para obtener imágenes de galaxias lejanas. Incluso hay otros que llevan instrumentos para realizar experimentos en el espacio o en ausencia de gravedad o para medir distintas magnitudes como son los campos gravitatorios o las radiaciones. Esta diversidad nos puede dar una visión de lo distintos que pueden ser unos de otros en función de los instrumentos y aparatos que necesitan cargar.

En cuanto a las estructuras, como norma general, podemos decir que los mini-satélites suelen tener estructuras sencillas. Éstas suelen ser fáciles de montar, y estar formadas por elementos comunes, como barras, tubos y paneles. La estructura es la responsable de portar los subsistemas necesarios, como el ordenador de abordo, los instrumentos de comunicación, depósitos de combustible etc., y de asegurar su posición estable tanto en el despegue como en el espacio. Por lo tanto la estructura debe ser tal que permita montar los subsistemas en la posición deseada y además sea capaz de soportar las cargas a las que estará sometida en las distintas fases de la misión. El diseño de la estructura debe alcanzar una solución de compromiso entre la rigidez

necesaria, el fácil montaje y colocación de subsistemas, y ligereza para no incrementar el consumo de energía.

2.1 Geometría y elementos de las estructuras.

Como ya hemos citado si algo caracteriza a los satélites es su diversidad y sus variadas formas. Por lo tanto trataremos de hacer una sencilla clasificación entre las distintas geometrías y elementos presentes.

Lo primero que haremos será comentar su forma exterior. Así podemos hablar de estructuras geoméricamente determinadas, es decir, cubos, cilindros, esferas, paralelepípedos y prismas de base hexagonal, octogonal, etc (ver figura. 2.1.a); o de estructuras complejas o irregulares, surgidas de la combinación de las anteriores para acomodarse a los requisitos de su misión (ver figura. 2.1.b).

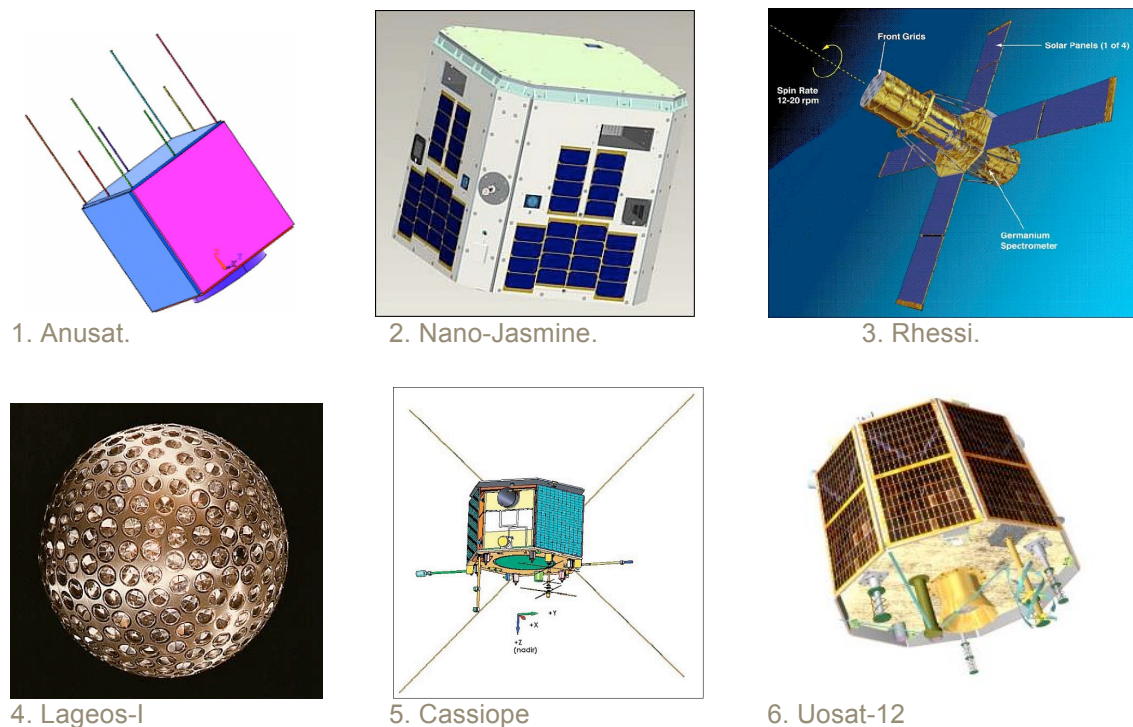


Figura. 2.1.a. Estructuras gemetricamente determinadas.

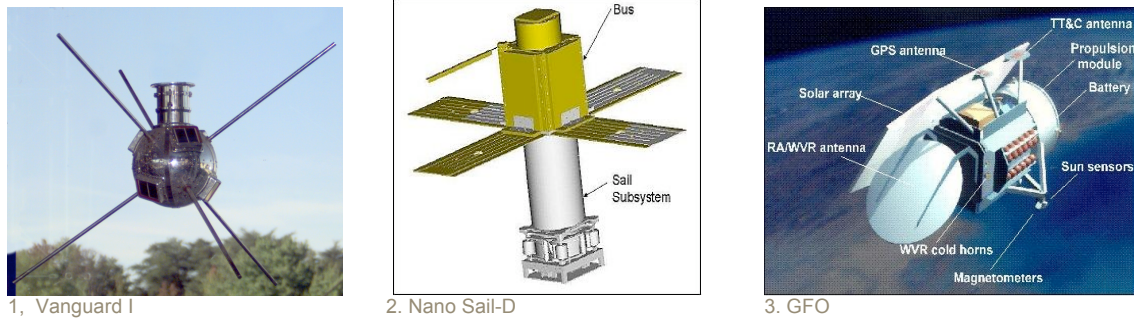


Figura. 2.1.b. Estructuras complejas

En cuanto a los elementos que forman su estructura, podemos citar como elementos comunes en la mayoría de los satélites, la presencia de paneles, tanto superior como inferiormente. En el panel inferior es donde se suele montar el resto de elementos estructurales y también se instala el mecanismo de separación del cohete lanzador. Para los laterales y el interior del satélite son diversas las soluciones estructurales encontradas. Las estructuras son el resultado de la combinación de de barras, largueros, paneles, etc. A continuación mostraremos una recopilación de casos prácticos y una breve descripción de los mismos., lo que nos dará una mejor visión de lo hasta ahora descrito.

2.2 Ejemplos de estructuras en satélites

○ Nano-Jasmin

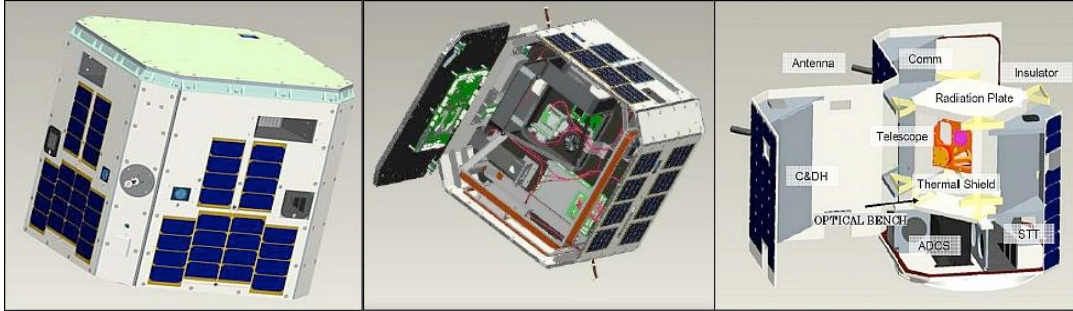


Figura. 2.2 Satélite Nano-Jasmine

Nano-Jasmine es una primera demostración de nanosatélite para la misión japonesa JASMINE (Japan Astrometry Satellite Mission for INfrared Exploration), planeada por NAOJ (National Astronomical Observatory of Japan) para ser lanzado en 2014.

Este satélite tiene una estructura exterior cúbica formada por paneles, de dimensiones 485 x 485 x 412 mm. Interiormente lleva paneles tanto verticales como horizontales donde se ensamblan los subsistemas. No se han encontrado datos acerca de los materiales usados.

○ Deimos-I

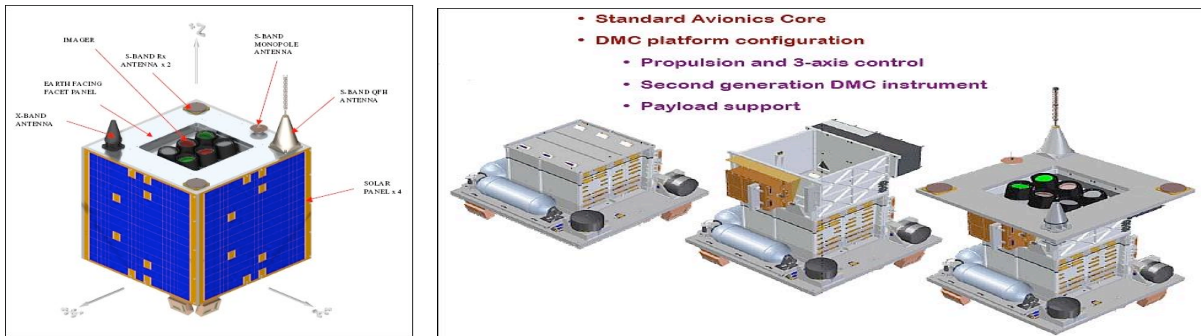


Figura. 2.3 Satélite Deimos-I

Deimos-I es un satélite para la obtención de imágenes terrestres, surgido de un contrato firmado entre Deimos Imagin SL (España) y Surrey Satellite Technology LTd (SSTL) (R.Unido). Construido por SSTL para ser lanzado en 2008.

De forma cúbica, con dimensiones 630 x 660 x 640 mm y masa de 88 kg. Exteriormente está formada por paneles sándwich de aluminio. Interiormente cuenta con dos módulos estructurales formados por perfiles y placas de aleación de aluminio. Esta solución modular es comúnmente utilizada en los satélites ya que permite un fácil montaje, y su diseño puede ser aprovechado en un futuro satélite añadiendo módulos.

○ Unisat-2

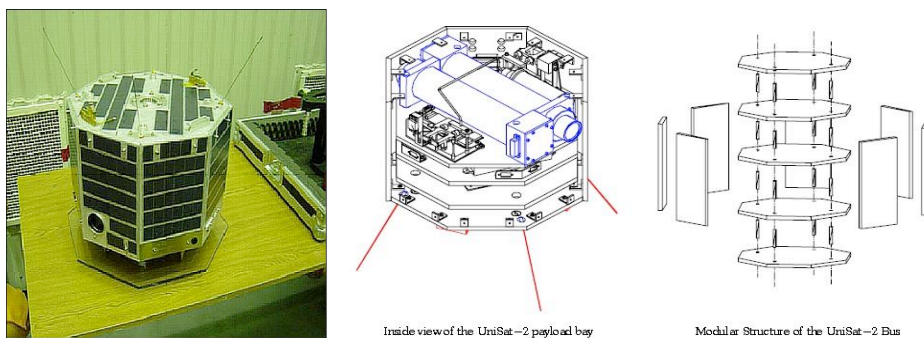


Figura 2.4 Satélite Unisat-2

Satélite científico perteneciente a la saga Unisat, construido por la Universidad de Roma (La Sapiencia). Fue lanzado en 2002.

De base octogonal. Sus dimensiones son 150x150 x250mm, y pesa 12kg. La estructura está formada por 5 paneles horizontales unidos mediante barras, y 8 paneles laterales. Todos los paneles son de tipo sándwich con las pieles de aluminio y el núcleo *honeycomb* de aluminio también. Las barras son de aluminio.

Esta estructura proporciona una fácil instalación y acomodamiento de los instrumentos y subsistemas.

- **ZASat-002**

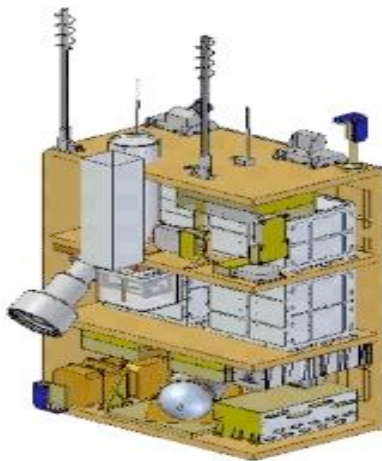
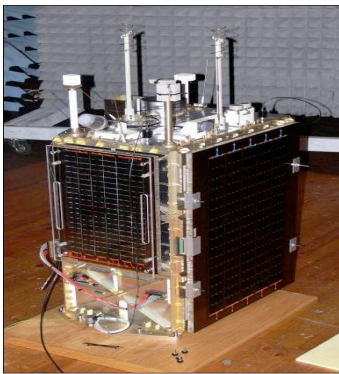


Figura 2.5 Satélite ZASat-002

Este satélite nace de la colaboración de la Universidad de Stellenbosh (RSA) con la industrial aeroespacial Sudafricana. Su lanzamiento estaba previsto para finales de 2009.

De forma cúbica, con masa de 82 kg y medidas 700 x 500 x 800 mm. La estructura está formada por los 6 paneles de la estructura exterior y por dos paneles horizontales en el interior donde se alojan los subsistemas. Es una estructura sencilla, en la línea de otros satélites universitarios.

○ **STSat-2**

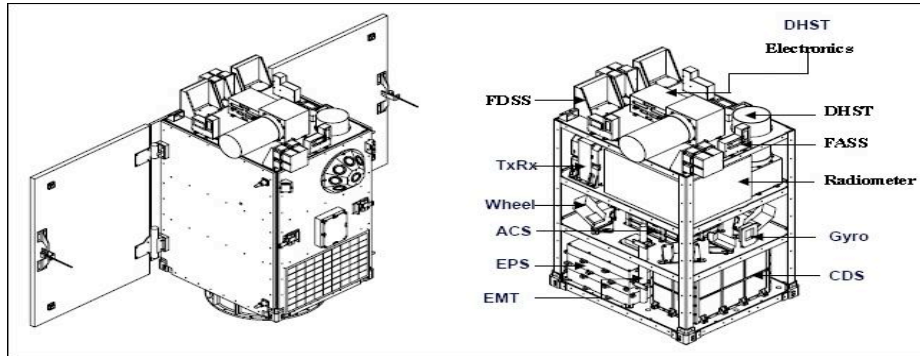


Figura 2.6 Satélite STsat-2

Es una misión desarrollada por distintas organizaciones coreanas, con el apoyo del ministerio de ciencia y tecnología de Corea del Sur. Sus objetivos son fomentar la creación de minisatélites y de vehículos lanzaderas. Su misión es la observación de la Tierra y la adquisición de datos sobre diferentes variables atmosféricas.

Con forma de prisma rectangular, dimensiones de 620 x 650 x 930 mm y masa 100kg. Su estructura se compone de los 4 paneles horizontales, donde se apoyan los instrumentos, unidos por 4 barras. Los paneles laterales apenas tienen función estructural. Todos los paneles son de plástico reforzado con fibra de carbono. Esta estructura se repite en muchos satélites ya que nos permite un diseño modular y un fácil ensamblado.

○ **Remeter**



Figura 2.7 Satélite Remeter

Es un satélite de origen francés para la observación de parámetros geofísicos sobre el medio ambiente terrestre. Fue lanzado en 2004.

Es una estructura cúbica de dimensiones 600 x 600 x 850mm y masa de 129kg. Esta formado por 6 paneles. El panel inferior es el más rígido ya que cuenta con “nervios”. Los paneles laterales también sirven para cargar los subsistemas, evitando el uso de paneles intermedios como en otros satélites. El panel superior que soporta otra mini-estructura está unido al panel inferior mediante barras de perfil en L. Es una estructura simple pero muy eficaz en el aprovechamiento del espacio interior.

○ **AIM**



figura 2.8 Satélite AIM

Es un minisatélite perteneciente a la Nasa. Forma parte del proyecto SMEX (small explorers). El propósito del AIM es el estudio de la formación de nubes en las capas mas altas de la atmósfera. Fue lanzado en 2007.

Su estructura es de base octogonal. Tiene un diámetro de 1090mm y una altura de 1400mm. Su masa es de 210 kg. Está formada por un panel y por un conjunto de barras de sección circular. Los paneles exteriores son paneles solares y no tienen un fin estructural. Utiliza aluminio *honeycomb* para los paneles.

○ **IBEX**

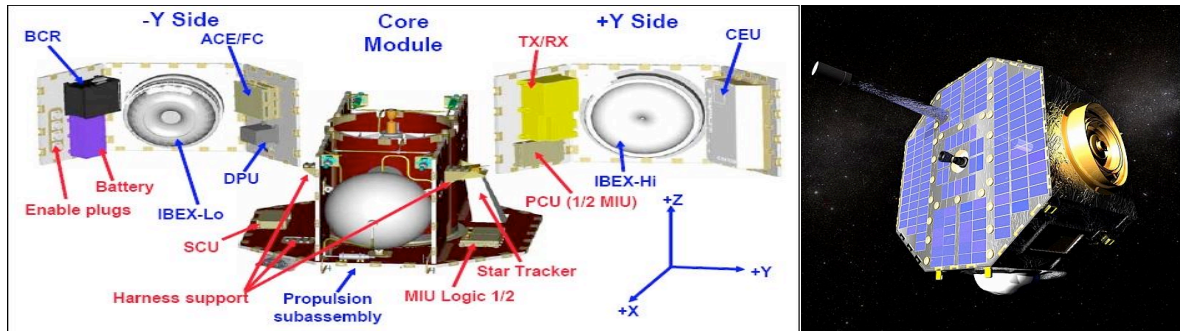


Figura 2.9 Satélite IBEX

Es una misión de la NASA perteneciente a su programa de satélites SMEX (Small Explorer). Ha sido diseñado para investigar la interacción del viento solar con el medio interestelar(en los límites del sistemas solar y el interespacio). Fue lanzado en 2008.

Su estructura es de base octogonal. Sus dimensiones son 580 mm de altura y 950 de diámetro. Su masa es 107 kg. Esta formada por paneles exteriores y dos paneles verticales en el interior. También cuenta con un cilindro central. La estructura interior hace que no sea necesario el uso de barras estructurales a pesar de su gran diámetro y permite el fácil emplazamiento del depósito de combustible

○ **Rhessi**

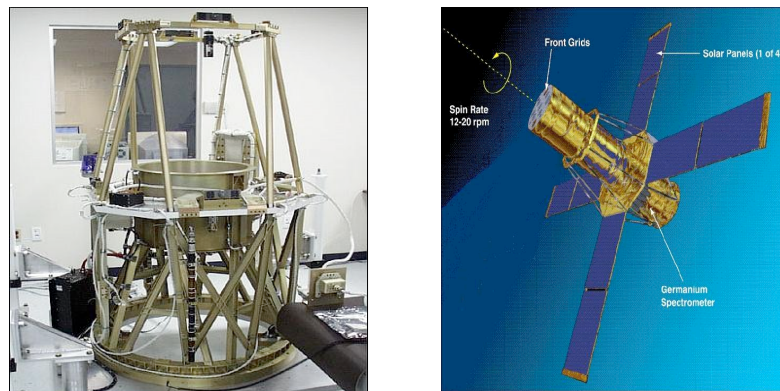


figura. 2.10 Satélite Rhessi

El satélite Rhesi es también parte del programa SMEX de la NASA. Su objetivo es el estudio de la física básica de la aceleración de partículas y energía liberadas en las llamaradas solares. Fue lanzado en 2002.

Tiene una estructura compleja de forma cilíndrica. Mide 1100 mm de diámetro máximo y 2100 de altura. Su masa es 293kg. Esta formada por un anillo inferior, un panel intermedio con un agujero en el centro, donde va alojado un pequeño cilindro y un anillo superior. Todos están unidos mediante barras de sección circular en su mayoría. Los subsistemas van unidos al panel y al cilindro intermedios. Los paneles solares están unidos al panel intermedio

○ SNOE

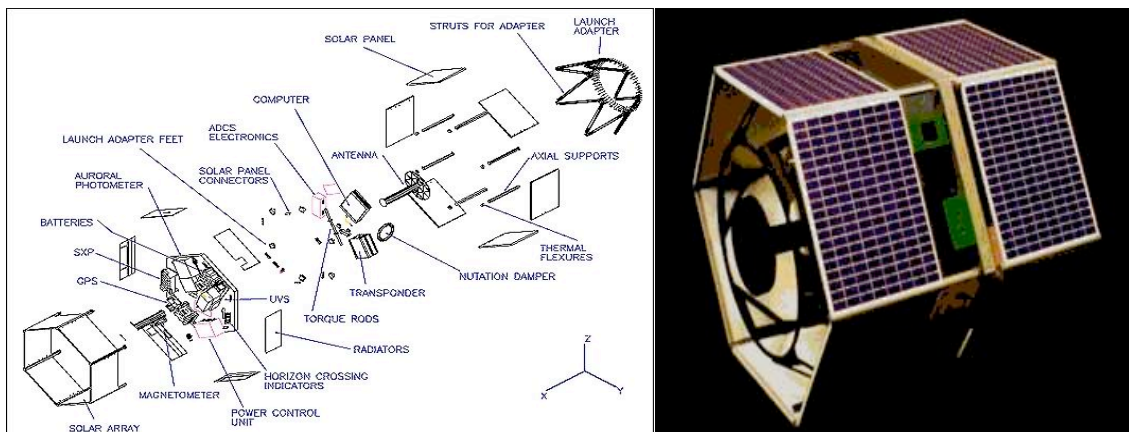


Figura 2.11 Satélite SNOE

SNOE(Student Oxidic Nitric Explorer) es un proyecto llevado a cabo por estudiantes en la Universidad de Colorado. Su objetivo era la medida de la variación de densidad de la concentración de óxido nítrico en la atmósfera. Fue lanzado en 1998.

Tiene forma de prisma de base ortogonal. Mide 950 mm de alto y 1000 mm de diámetro. Su masa es de 115kg. La estructura consta de un panel interior donde se encuentran los instrumentos y subsistemas. Unido a éste panel están las barras, tanto superior como inferiormente, que soportan los

paneles solares. También del panel interior sale una estructura de barras y un anillo que forman el adaptador para el vehículo lanzador. Esta estructura es peculiar ya que sólo dispone de un panel con función estructural, formado por dos placas de aluminio, en el que se apoyan el resto de elementos.

○ UPM-SAT 1

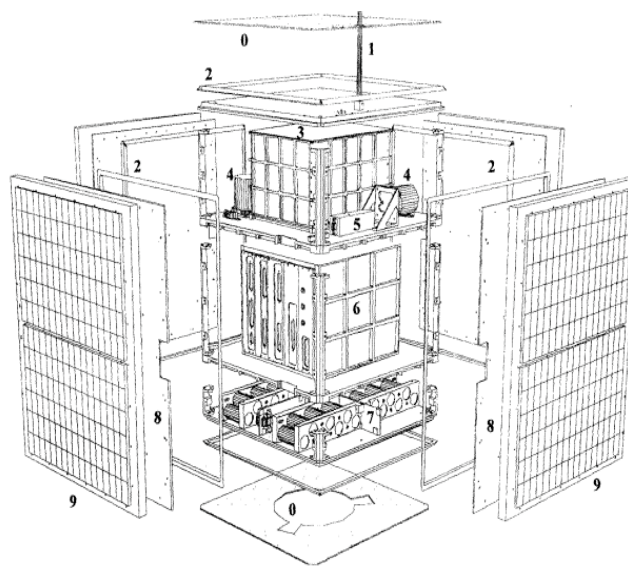


Figura 2.12 Satélite UPM-Sat1

El UPM-SAT 1 es un pequeño satélite científico construido con fines educativos. Fue diseñado y construido por grupos de alumnos y profesores de la Universidad Politécnica de Madrid. Fue lanzado en 1995 como carga auxiliar por el cohete Ariane.

Con forma de paralelepípedo tiene por dimensiones 450 x 450 x 534 mm. Su masa es de 47 kg. Su estructura está formada por 4 paneles horizontales unidos mediante barras verticales, y por paneles horizontales donde descansan los paneles solares. Es un diseño de tipo modular lo que permite su fácil ensamblado y su uso, añadiendo ligeras modificaciones, en

ulteriores misiones. Toda la estructura está fabricada en aleación de aluminio-zinc 7075 T73

- **Anusat**

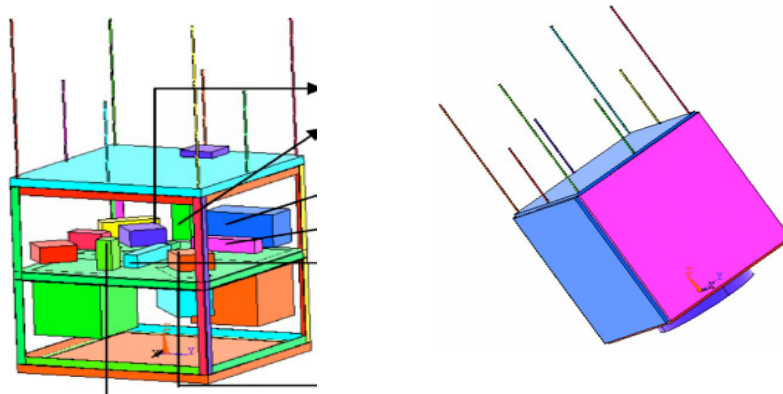


Figura 2.13 Satélite Anusat

Es un satélite desarrollado en la Universidad de Anna en Chennai (India), con el fin de involucrar y preparar a los alumnos en el mundo espacial. Su lanzamiento estaba previsto para 2005.

Deforma cúbica sus dimensiones son 600 x 600 x 600 mm. Su masa es inferior a 50 kg. Su estructura está formada por tres paneles horizontales, unidos mediante perfiles en L, que son los que soportan los subsistemas. Los paneles laterales se encargan de portar los paneles solares. Los materiales usados son aluminio *honeycomb* para los paneles horizontales y fibra de carbono para los paneles solares.

CAPÍTULO 3

MATERIALES PARA ESTRUCTURAS

3. Materiales para estructuras

Los materiales de los elementos estructurales juegan un importante papel a la hora de diseñar la estructura del satélite. Normalmente los satélites no suelen estar expuestos a condiciones tan severas como otras aeronaves (cohetes, transbordadores, etc.) en cuanto a cargas y condiciones de temperatura, por lo que las principales características a buscar en los materiales son rigidez, para aguantar las vibraciones del despegue, y ligereza, para reducir su consumo de combustible. Los materiales mas utilizados son las aleaciones metálicas y los materiales compuestos. Las aleaciones de aluminio, titanio y el acero junto con los materiales compuestos comprenden el 99% de los materiales usados en aeronaves.

A continuación se presentan algunos de los materiales comúnmente utilizados en la construcción de aeronaves y satélites:

3.1 Aleaciones metálicas

- **Aluminio**

El aluminio es ha sido tradicionalmente el material más utilizado por la industria aeronáutica y aeroespacial. Ha sido la *espinas dorsal* en la construcción de aeronaves desde 1920. Se utiliza tradicionalmente en forma de aleaciones combinado con otros elementos, con el fin de mejorar sus propiedades. La mayoría de las avanzadas aleaciones que se usan hoy en día, son variantes de la 2024 que fue introducida en 1921, y de la 7075 que se utilizó a partir de 1943.

Avances en química, procesos y tratamientos térmicos han propiciado una mejora en las propiedades de las aleaciones. Ha habido una continua evolución de la 2024 con especial énfasis en mejorar la dureza y el inicio y crecimiento de grietas por fatiga. Con respecto a las aleaciones del tipo 7075 el objetivo ha

—
 sido mejorar la resistencia y la dureza. En ambos casos se han buscado estas mejoras sin ir en detrimento de otras propiedades.

Con la citada búsqueda de la mejora de las propiedades mecánicas también se ha buscado incrementar la resistencia a la corrosión. En este sentido los tratamientos térmicos que se aplican a este tipo de aleaciones han sacrificado ligeramente su resistencia mecánica a favor de un mejor comportamiento frente a la corrosión. Los elementos de aleaciones típicos y las propiedades que aportan son los siguientes:

Elemento	Propiedades
Fe	Incrementa la resistencia mecánica
Si	Combinado con Mg, mejora la resistencia mecánica
Cu	Incrementa las propiedades mecánicas y mejora la resistencia a la corrosión
Mn	Incrementa las propiedades mecánicas, cambia la calidad de la embutición
Mg	Alta resistencia tras conformado en frío
Cr	Mejora resistencia combinado con otros elementos
Ti	Mayor resistencia
Zn	Resistencia a la corrosión

Tabla 3.1 Tabla de aleantes del aluminio

A continuación se muestra una tabla con las distintas designaciones de las aleaciones de aluminio, y su aplicación en la industria.

Designación	Elemento	Aplicación
1XXX	99.00% Al	Hoja, chapas para litografía, chapas.
2XXX	Cu	Industria aeronáutica y aeroespacial
3XXX	Mn	Latas, radiadores.
4XXX	Si	Intercambiadores de calor, ingeniería.
5XXX	Mg	Latas, automóviles, fachadas, construcción, transporte
6XXX	Mg & Si	Automóviles, construcción, transporte
7XXX	Zn	Industria aeronáutica y aeroespacial
8XXX	Otros	Hoja (Fe), industria aeronáutica (Li)

Tabla 3.2 Tabla de aleaciones de aluminio

Como conclusión podemos decir que el aluminio con sus distintas aleaciones se emplea en aplicaciones para un rango de temperaturas moderadas. Posee una buena resistencia y una buena relación resistencia-peso, y es posible aumentar sus características mediante recubrimientos superficiales. También posee un muy buen comportamiento ante la corrosión. Es la elección más habitual ya que posee una buena disponibilidad en el mercado y es fácilmente conformable. Las aleaciones más utilizadas por la industria aeroespacial son las de la serie 2xxx(aleación con cobre) y 7xxx (aleación con Zinc).

Densidad (kg/m ³)	Módulo de Young(GPa)	Poisson	Precio (USD/Tm)
2700	70	0.33	1900*

Tabla 3.3 Tabla de propiedades para el aluminio.

○ **Acero**

Aunque cada vez se usa menos, es uno de los materiales más resistentes y todavía se emplea en elementos sometidos a grandes esfuerzos. También es utilizado cuando se requiere buenas propiedades a altas temperaturas. Posee una alta rigidez, pero es muy pesado lo que lo hace desaconsejable cuando tenemos problemas de exceso de masa. Es por ello que en la fabricación de satélites apenas se emplea, estando reservado para los elementos de unión, como tornillos o arandelas. Se utilizan gran variedad de aceros siendo los más comunes los antioxidables.

Densidad (kg/m ³)	Módulo de Young(GPa)	Poisson	Precio (USD/Tm)
7850	210	0.3	682*

Tabla 3.4 Tabla de propiedades para el acero.

○ **Titanio**

Es un material ligero, que presenta elevada dureza y elevada resistencia, y tiene una excelente capacidad para trabajar a altas temperaturas. Aunque muchas de sus aleaciones son frágiles existen algunas con ductibilidad razonable. Su uso viene restringido por su alto coste, a pesar de ser uno de los materiales más abundantes en la naturaleza, y complejidad de fabricación. Solo está recomendado cuando se obtienen importantes beneficios de sus características. La aleación más utilizada en la industria aeroespacial es Ti-6Al-4V. Es usado en depósitos a presión y capas exteriores de vehículos para altas velocidades.

Densidad (kg/m ³)	Módulo de Young(GPa)	Poisson	Precio (USD/Tm)
4507	116	0.36	13500*

Tabla 3.5 Tabla de propiedades para el titanio.

3.2 Materiales compuestos

Los materiales compuestos son aquellos formados por dos, o más, materiales distintos que presentan algunas propiedades físicas determinadas superiores a los materiales que los constituyen. Dentro de las propiedades de mayor interés ingenieril, que resultan mejoradas por estos materiales, podemos citar:

- Resistencia mecánica
- Rigidez
- Resistencia a la corrosión
- Resistencia al desgaste
- Ligereza
- Resistencia a la fatiga
- Aislamiento térmico y acústico

Generalmente, los materiales compuestos constan de una fase continua o matriz y de una fase discontinua o refuerzo, que presentan distinta composición y morfología según la funcionalidad y propiedades que se pretenden conseguir.

3.2.1 Materiales formados por fibras.

Los materiales compuestos más comunes en la industria aeroespacial, y sobretodo en la fabricación de satélites son los materiales de matriz polimérica y fibras de refuerzo continuas. En cuanto a los materiales usados como fibras y matriz están los siguientes:

- Fibras: carbono, vidrio, aramida, SiC, boro, ...
- Matriz: poliméricas(resinas), metálicas, cerámicas

Los materiales pueden ser de fibra continua, larga(6-80mm) o corta(0.5-6mm).

Las **ventajas** de los materiales compuestos reforzados con fibra son las siguientes:

- Altas características mecánicas específicas
- Diseño a medida
- Alta resistencia química
- Buen comportamiento ante el fuego
- Reducción del número de componentes/elementos de unión
- Buen comportamiento a fatiga
- No existen problemas de corrosión
- Gran estabilidad dimensional
- Ahorro en peso

Entre los inconvenientes de su uso encontramos:

- Costosos programas de evaluación, calificación y certificación
- Elevados costes de los materiales
- Baja resistencia al impacto
- Baja conductividad eléctrica
- Difícil reciclado

Funcionalidad de las fibras y de la matriz

Las fibras son las encargadas de proporcionar resistencia y rigidez al material. Dirigen el comportamiento mecánico de los materiales compuestos dependiendo del tipo de fibra utilizado y de la orientación. Las características finales de material compuesto dependen fundamentalmente del tratamiento superficial de la fibra.

Las funciones principales de la matriz en el material compuesto son proporcionar cohesión entre las fibras; transmitir las cargas aplicadas al material compuesto; proteger de las fibras del daño mecánico y del medio ambiente; y determinar la temperatura de servicio del material compuesto y controlar la resistencia del “composite” frente al medio ambiente y agentes externos.

Las estructuras de materiales compuestos de fibras suelen fabricarse uniendo láminas de material con las fibras en una orientación determinada en cada lámina, dando así lugar a los llamados laminados. Así conseguimos las propiedades deseadas en cada dirección

En anexo A.1 se muestra las propiedades de distintos materiales compuestos con las fibras unidireccionales (UD) y con “tejido” (fabric) con las fibras a 0/90.



Figura 3.1 Láminas de FC

Se debe resaltar de la tabla del anexo la resistencia de los materiales compuestos por fibras, que en algunos casos supera la del acero (990 Mpa de resistencia última), mientras su densidad apenas es una cuarta parte. Por ejemplo observemos el material M55 con fibras unidireccionales, su resistencia última a tracción en la dirección de las fibras es 1600 Mpa y su módulo de Young es 300 GPa, pero en cambio sus propiedades en sentido perpendicular son muy inferiores, siendo su resistencia última 30 MPa y su módulo de Young 12 Gpa. Aquí se aprecia uno de los inconvenientes, a priori, de los materiales formados con fibras orientadas, su anisotropía. Para ello se suelen utilizar láminas apiladas cada una en una dirección, obteniendo las propiedades deseadas en todas direcciones, aunque en este caso disminuye mucho la resistencia máxima.(ver fibra M55 en anexo A.1)

No siendo el motivo de este proyecto no se profundizará más en la teoría de materiales compuestos por fibras. Se tendrá en cuenta la tabla anterior a la hora de elegir entre materiales.

3.2.2 Materiales tipo sándwich

Los materiales sándwich son un tipo material formado dos láminas delgadas de alta resistencia, llamadas pieles, y una placa gruesa de material ligero, denominada núcleo, de bajas características mecánicas. Por el uso que se va a hacer de este tipo de materiales en nuestro proyecto, procederemos a una descripción más en profundidad.

Esquemáticamente la configuración de un material sándwich es

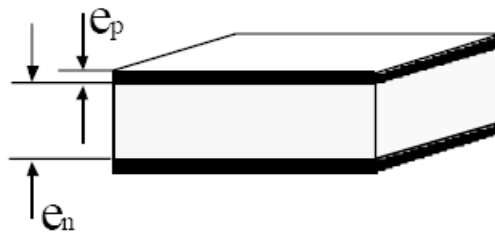


Figura 3.2 Esquema sándwich

Los parámetros característicos de este tipo de materiales son los siguientes:

$$10 \leq \frac{e_n}{e_p} \leq 100$$

$$0.25 \leq e_p \leq 12.7 \text{ mm}$$

$$20 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \leq \rho_n \leq 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Entre las ventajas de este tipo de materiales podemos citar:

- Ligereza: Debido al material utilizado en el núcleo.
- Rigidez a flexión: Debido al incremento de altura en la sección de material debido al gran espesor del núcleo. Todo ello sin gran aumento de masa total, en comparación con las pieles. Vamos a hacer unos cálculos para ilustrar este concepto.

Si tenemos una lámina de aluminio de espesor t (que tomaremos como unidad) y los materiales sándwich con pieles de aluminio del mismo espesor y núcleo t ó $3t$



Observamos que sus propiedades son

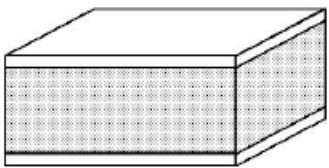
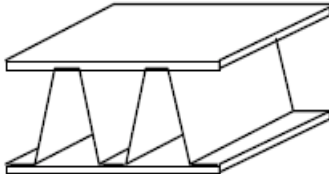
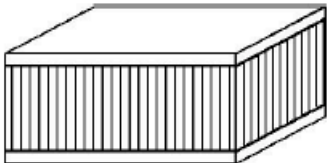
Espesor núcleo	0	t	$3 \cdot t$
Rigidez flexión	1	7	37
Resistencia	1	3.5	9.25
Peso	1	1.03	1.06

Podemos apreciar un gran aumento de su rigidez a flexión y de su resistencia como consecuencia de la existencia del núcleo, sin apenas aumento de peso. Estas buenas propiedades a flexión serán determinantes a la hora de emplearlo en la estructura de nuestro satélite.

- Aislamiento térmico: Debido sobretodo a las buenas propiedades aislantes de los materiales utilizados en los núcleos.

En cuanto a sus propiedades menos favorables podemos citar su mal aislamiento acústico y riesgo elevado al fuego según qué materiales se utilicen en el núcleo.

A continuación se muestra una tabla en la que se recogen los materiales más utilizados para pieles para núcleos, así como sus disposiciones dentro del panel tipo sándwich.

	PIELES	NÚCLEOS
<p>Expandido</p> 	<p>Metales</p> <p>Laminados</p> <p>Contrachapados termoplásticos*</p>	<p>Espuma de poliuretano</p> <p>Espuma de poliestireno*</p>
<p>Placa nervada</p> 	<p>amianto/cemento</p> <p>Metales</p> <p>Laminados</p>	<p>Metal</p> <p>Material compuesto.</p>
<p>Nido de abeja</p> 	<p>Contrachapados</p> <p>Laminados</p> <p>Aluminio</p>	<p>Madera</p> <p>Nido de abeja de cartón</p> <p>Nido de abeja de Aluminio</p>

*NOTA IMPORTANTE: Las resinas poliésteres atacan a las espumas de poliestireno.

Figura 3.3 Núcleos sándwich

Por último en cuanto a su comportamiento mecánico debemos decir, ya que más tarde lo mencionaremos, que las pieles serán las encargadas de

soportar los esfuerzos de flexión y el núcleo soportará el esfuerzo cortante que actúa sobre el panel.

Núcleo de nido de abeja (honeycomb)

Este núcleo es altamente utilizado en la industria aeroespacial, y ya que nosotros también lo utilizaremos a continuación daremos una breve explicación sobre ellos.

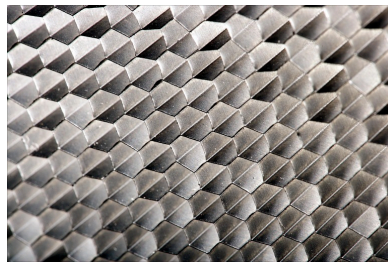


Figura 3.4 Honeycomb

El nido de abeja consiste en láminas muy delgadas unidas unas con otras de manera que forman un conjunto de células interconectadas. Los nidos de abeja pueden ser fabricados con materiales metálicos o no metálicos. Los más utilizados son:

- **Metálicos:** Se pueden emplear diferentes aceros y aleaciones ligeras, principalmente aluminio. Las aleaciones más utilizadas son:
 - Al5052 Buena resistencia a la corrosión.
 - Al5056 Resistencia a la corrosión y mejores propiedades mecánicas.
 - Al2024 Buenas propiedades a temperaturas elevadas.

- **No metálicos:**

- Tejidos de fibra de vidrio impregnados con resina. Presentan excelente comportamiento a altas temperaturas y unas bajas constantes dieléctricas.
- NOMEX® Fibra de aramida/resina fenólica. Se caracterizan por su alta resistencia y tenacidad.
- Cartón Kraft con resina fenólica. Muy utilizado por su bajo coste y alta resistencia.
- Fibra de carbono/resina epoxy.
- Tejido kevlar/resina epoxy

Como conclusión podemos decir que los nidos metálicos son baratos y resistentes, mientras que los no metálicos son resistentes a la corrosión y resultan buenos aislantes térmicos.

CAPÍTULO 4

INTRODUCCIÓN AL ANÁLISIS MODAL

4. Análisis modal

En esta sección se presenta el método teórico- experimental, llamado método del análisis modal, que se utiliza actualmente para analizar y optimizar el comportamiento dinámico de las estructuras y de las máquinas.

Este método puede utilizarse numéricamente en la etapa de diseño inicial, con ayuda de ordenadores, o bien puede aplicarse experimentalmente ensayando con prototipos, con objetivo de corregir su comportamiento dinámico.

4.1. *Concepto*

El análisis modal es una técnica de diseño basada en el conocimiento de las frecuencias propias y modos naturales de vibración de la máquina o de la estructura.

Generalmente basta con considerar los modos asociados con frecuencias comprendidas dentro de un determinado rango de interés. Conviene recordar que las frecuencias y los modos naturales dependen de las características de inercia (masa y geometría), rigidez (propiedades mecánicas de los materiales) y amortiguamiento de la máquina o estructura.

Los modos son reales o complejos según el amortiguamiento sea o no proporcional. Si los modos son reales, todos los puntos vibran en fase, alzando el desplazamiento máximo al mismo tiempo. Si los modos son complejos hay un desfase entre unos puntos y otros.

El conocimiento de las frecuencias naturales es muy importante desde el punto de vista de diseño, porque ordinariamente cabe esperar un buen comportamiento dinámico de la estructura si sus frecuencias naturales están suficientemente alejadas de las frecuencias excitadoras y de sus armónicos.

En muchas ocasiones las frecuencias de las fuerzas excitadoras vienen impuestas (como es nuestro caso), por lo que no podemos actuar sobre éstas. Es en estos casos en los que hay que diseñar nuestra estructura para que no tenga frecuencias naturales en el rango de frecuencias de trabajo. El análisis modal nos permite realizar correctamente este diseño.

Para proceder a analizar y corregir el comportamiento dinámico procedemos de la siguiente forma:

- Realizamos un diseño previo y se determinan las frecuencias y modos naturales de vibración. Podemos realizarlo numéricamente o experimentalmente.
- A la vista de las frecuencias naturales calculadas es posible que interese aumentar o disminuir alguna de ellas. El correspondiente modo natural proporciona la información acerca de qué hay que hacer para aumentar o disminuir esa frecuencia natural. Así, para aumentar una frecuencia natural basta rigidizar la máquina o estructura de modo que se obstaculice la deformación del modo correspondiente, o bien disminuir la masa, y por lo tanto la inercia, de las partes que tienen los desplazamientos de mayor amplitud.

Realizando estas operaciones con los distintos modos y frecuencias se puede llegar a un diseño dinámico correcto.

A veces las fuerzas excitadoras pueden abarcar una amplia gama de frecuencias (proceso de banda ancha), y no es posible o práctico alejar todas las frecuencias naturales. Entonces lo que se puede hacer es introducir amortiguamiento, de modo que limite el valor máximo de la respuesta. Este caso es el que se da, por ejemplo, en las suspensiones de los automóviles.

El análisis modal se aplica muy fácilmente con ayuda de un ordenador en la etapa de diseño inicial. Para determinar las frecuencias y modos naturales, basta aplicar el método de los elementos finitos (MEF), resolviendo un problema de algebraico de valores y vectores propios. Este método que puede resultar inabarcable manualmente está comúnmente extendido y optimizado mediante el uso de software de cálculo en ordenadores.

4.2. *Fundamento teórico*

Ya se ha expuesto de modo general en que consiste el método del análisis modal como método de diseño de estructuras y máquinas.

El fundamento teórico de la aplicación del método del análisis modal estriba en la relación existente entre la matriz de transferencia y las frecuencias y modos naturales de vibración. A continuación se va a establecer esta relación. Para ello se va a analizar el caso más simple, que es el que se da con amortiguamiento nulo, ya que no es el objetivo de este capítulo profundizar en la teoría del análisis modal, sino dotar al lector una visión general sobre lo que son y la influencia que tienen las frecuencias y modos propios. Además el modelo del satélite que posteriormente analizaremos carece de elementos amortiguadores en sí.

Primero describiremos el proceso para un sistema no amortiguado de un grado de libertad, para luego generalizarlo para un sistema de n gdl.

4.2.1. Sistema de 1 gdl no amortiguado

Analizamos a continuación el ejemplo clásico del sistema masa-muelle.

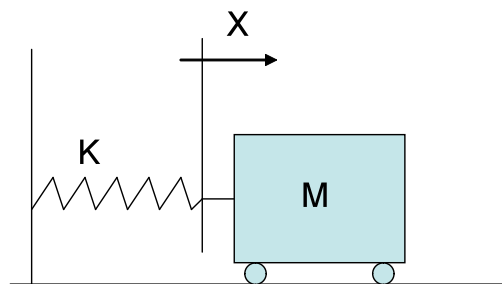


Figura 4.1 Esquema de sistema de 1GDL

Dado el anterior sistema de 1 gdl , formada por una masa M que se puede desplazar a largo de la dirección x, y de un resorte sin masa de rigidez K, la ecuación que rige el movimiento de la masa es la siguiente:

$$M\ddot{x}(t) + Kx(t) = 0 \quad (4.1)$$

Cuya solución es:

$$x(t) = A \cdot e^{i\omega t} + B \cdot e^{-i\omega t} \quad (4.2)$$

Expresada de otra forma:

$$x(t) = (A - B) \cos(\omega t) + i(A + B) \sin(\omega t) \quad (4.3)$$

con $\omega = \sqrt{\frac{K}{M}}$ siendo la frecuencia natural del sistema. (4.4)

A y B se obtienen a partir de las condiciones de contorno $x(t = t_0)$ y $\dot{x}(t = t_0)$

Analicemos ahora el caso de 1gdl no amortiguado y forzado como el siguiente:

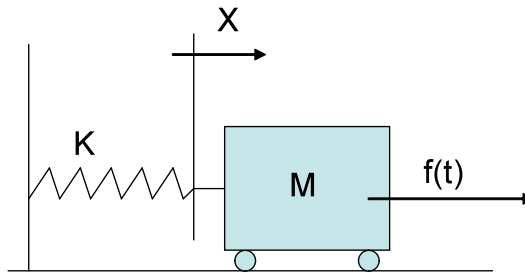


Figura 4.2 Sistema de 1GDL forzado

Tenemos la misma masa M y resorte de constante K que en el ejemplo anterior además una fuerza excitadora de dependiente del tiempo $F(t)$. Ahora las vibraciones estarán gobernadas por la ecuación:

$$M\ddot{x}(t) + Kx(t) = f(t) \quad (4.5)$$

La solución de esta ecuación diferencial se obtiene sumando la solución general del problema homogéneo, que hemos resuelto anteriormente, con una solución particular del problema completo. Entonces resuelta ya la ecuación homogénea (1) pasamos a obtener una solución particular:

Supongamos que la fuerza excitadora es del tipo:

$$f(t) = F_0 \cdot e^{i\omega_0 t} \quad (4.6)$$

Entonces deberemos buscar soluciones del tipo:

$$x(t) = Ce^{i\omega_0 t} \quad (4.7)$$

siendo C una constante. A continuación sustituimos en (4):

$$\left(-\omega_0^2 M + K\right) C e^{i\omega_0 t} = F_0 e^{i\omega_0 t} \quad (4.8)$$

Simplificando y operando se obtiene la constante C:

$$C = \frac{F_0}{-\omega_0^2 M + K} = \frac{\frac{F_0}{K}}{1 - \left(\frac{\omega_0}{\omega}\right)^2} \quad (4.9)$$

Por lo tanto la solución general para la ecuación (4) es:

$$x(t) = A e^{i\omega t} + B e^{-i\omega t} + \frac{F_0}{K} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega_0}{\omega}\right)^2} \cdot e^{i\omega_0 t} \quad (4.10)$$

Es en la ecuación (4.10) en la que claramente podemos apreciar el problema que presentan las frecuencias cercanas a la frecuencia natural o propia. Si excitamos nuestro sistema con fuerzas de frecuencia ω_0 cercanas a ω el denominador del tercer término tenderá a 0 por lo tanto el término tenderá al infinito. Cuando esto ocurra se generarán desplazamientos grandísimos, es decir, se produce una respuesta desmesurada ante fuerzas no necesariamente de gran magnitud. Este fenómeno es conocido como *resonancia*, y es el causante de muchos problemas en el funcionamiento de máquinas y estructuras. A continuación procederemos para un sistema más general de n gdl.

4.2.2. Sistema de n gdl no amortiguado.

Para un sistema de n gdl sin amortiguamiento, la ecuación de equilibrio dinámico puede expresarse en forma matricial como:

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\} \quad (4.11)$$

donde [M] y [K] son las matrices de masa e inercia respectivamente.

Operando para encontrar soluciones del tipo $\{x(t)\} = \{X\}e^{i\omega t}$ como podemos encontrar en el libro¹ (no es el objetivo aquí desarrollar la solución) abajo citado tenemos:

$$\{X\} = \sum_{r=1}^n \frac{\{x^r\}^T \{F\}}{k_r \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_r^2}\right)} \{x^r\} \quad (4.12)$$

En la expresión (4.12) podemos observar que cuando la frecuencia de excitación ω coincide con una de las frecuencias naturales ω_r , la amplitud de la respuesta según el correspondiente modo natural se hace infinita. Como es normal para el caso de n gdl tenemos varios modos de vibración y son estos modos lo que trataremos de evitar en nuestro trabajo.

¹ Pag. 5.4-5.6; J. G. Giménez Ortiz; J. García de Jalón de la Fuente; “Teoría y práctica del análisis modal”; E.S.I.I de San Sebastián; 1984.

CAPÍTULO 5

MODELO DE PARTIDA DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

5.1 Modelo de partida

En este capítulo se va a presentar el modelo del satélite. Se procederá a especificar las dimensiones, masas y materiales empleados, que son los datos relevantes para nuestro estudio. No se profundizará en exceso en los equipos que se encuentran en el interior ya que no forman parte de la estructura.

El satélite, de forma cúbica, consta de una estructura formada por seis paneles exteriores y un tubo central que une el panel inferior con el superior. El modelo actual pesa 121,5 kg. A continuación se muestra una vista exterior del mismo. Hay que destacar que es un modelo preliminar, del que todavía se desconocen muchos detalles.

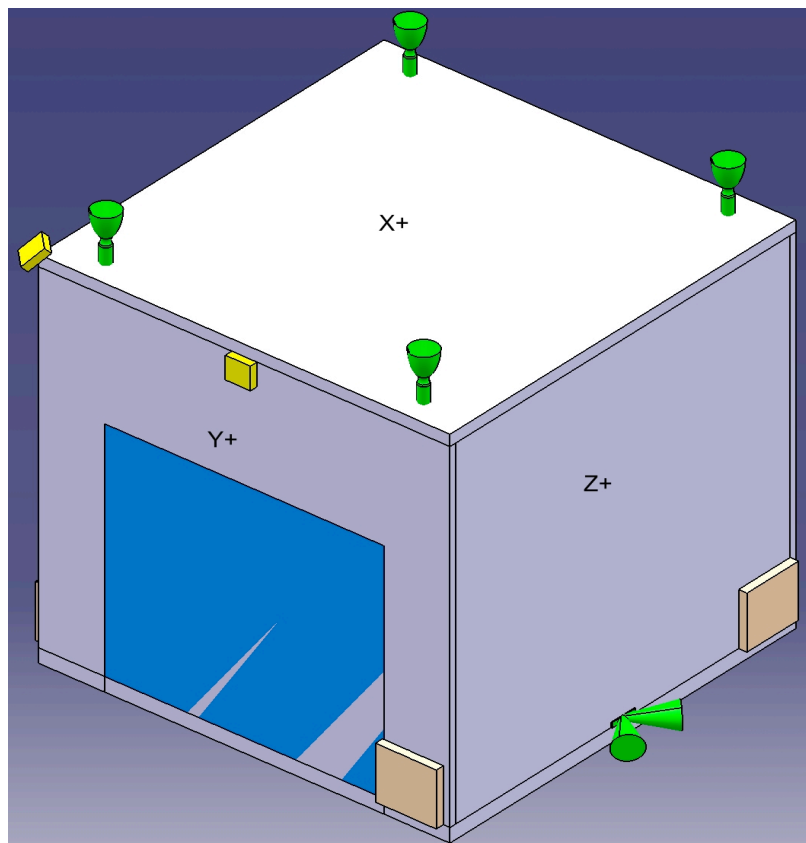


Figura 5.1 Exterior del satélite.

Las dimensiones exteriores son 738 x 738 mm de base y 764 mm de alto.

Interiormente tenemos:

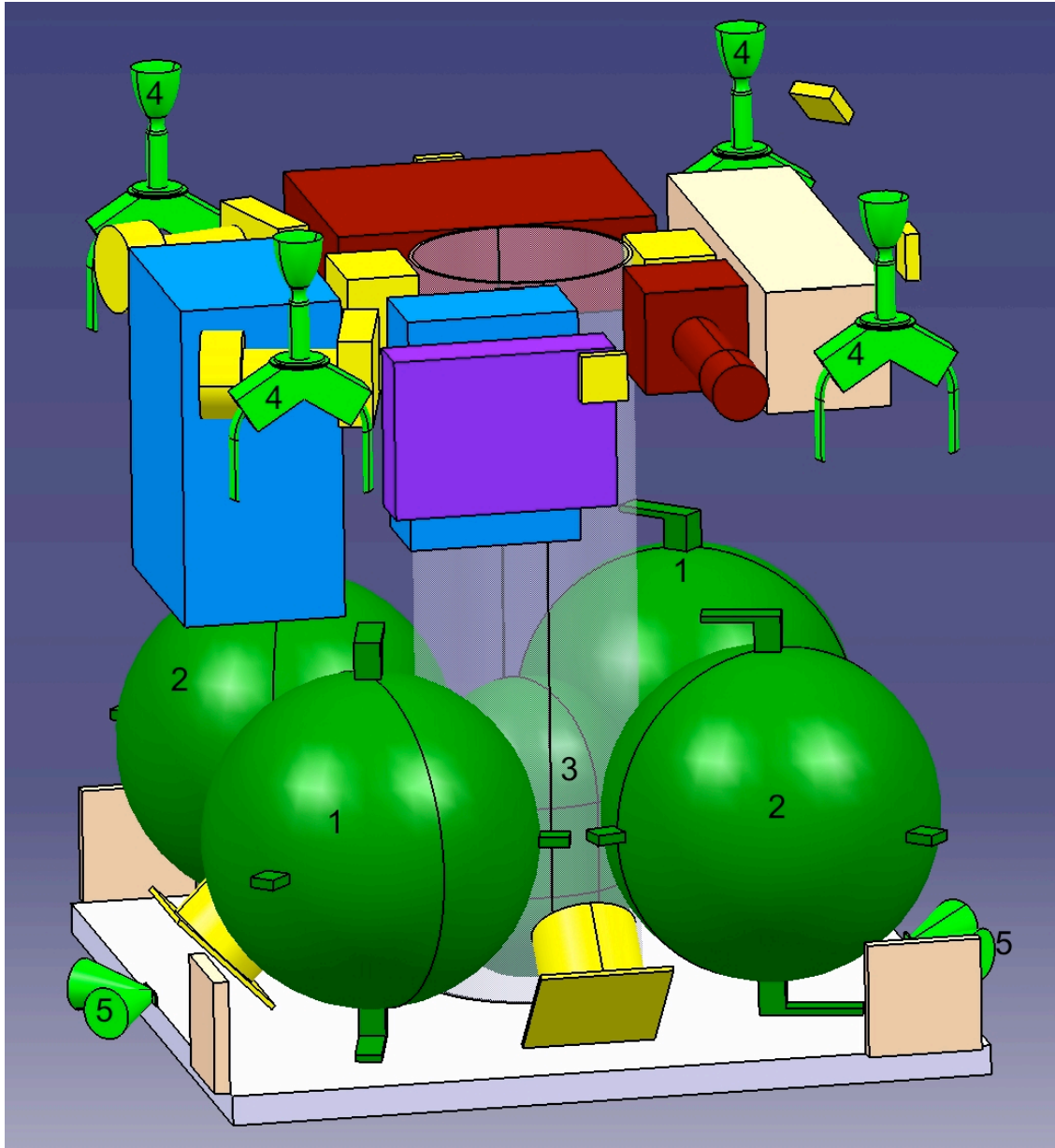


Figura 5.2 Interior del satélite.

En esta imagen podemos apreciar el tubo interior, y el depósito de combustible que alberga, y los subsistemas y equipos que lleva el satélite. El panel que aquí se ve es el panel X-. Es el más importante desde el punto de

vista estructural, y más rígido por lo tanto, ya que en él se instalan los elementos de unión con el cohete lanzador.

Los elementos en verde 1 y 2 son los depósitos de MON y de MOH respectivamente. El depósito 3 es de N_2 . Estos elementos son los mas pesados. Los elementos 4 y 5 son distintas toberas para la propulsión y orientación del satélite. El resto de elementos no numerados componen los volantes de inercia (en amarillo en el panel inferior) y distintos subsistemas como cámaras, el ordenador de abordo, etc.

En el anexo A.2 se muestra una tabla con las masas de los equipos interiores y las coordenadas de su centro de gravedad (c.d.g) en el espacio. También se muestran sus momentos de inercia respecto a su c.d.g.(anexo A.3). Todos estos datos serán relevantes a la hora de hacer el modelo de nuestro satélite para su análisis. Tomamos como origen de coordenadas la cara inferior X- del satélite.

Elementos estructurales

Los elementos estructurales, como ya se ha dicho, son los seis paneles exteriores y el tubo interior. No se tiene información alguna sobre elementos de unión tales como tornillos, remaches, etc. Las dimensiones exactas son:

Panel	Dimensiones (mm)	Espesor (mm)
X-	738 x 738	29
X+	738 x 738	23
Y-	738 x 710	11,8
Y+	738 x 710	11,8
Z-	715 x 710	11,8
Z+	715 x 710	11,8
Tubo	D=214; L=710	3,9

Tabla 5.1 Dimensiones exteriores.

Los paneles están fabricados en material sándwich de núcleo honeycomb de aluminio y de pieles de fibra de carbono. El tubo es de fibra carbono.

El material honeycomb es de aleación de aluminio 5056 , de densidad 128 Kg/m^3 (5056/F80-.0026). Las pieles de fibra de carbono (FC) están fabricadas a partir del material LTM123/UD/M55J, con densidad de 1800 Kg/m^3 . La configuración de las láminas de FC y las propiedades mecánicas, tanto del honeycomb como de la FC, pueden ser observadas en el anexo de materiales (A.4 y A.5). Las distintas configuraciones para los paneles se dan a continuación.

Panel	Núcleo (mm)	Pieles(mm)	Masa (Kg)
X-	26	2 x 1,5	4,75
X+	20	2 x 1,5	4,33
Y-	10	2 x 0,9	2,30
Y+	10	2 x 0,9	2,30
Z-	10	2 x 0,9	2,23
Z+	10	2 x 0,9	2,23
Tubo	0	3,9	3,35

Tabla 5.2 Dimensiones de los paneles.

Hasta aquí, tanto el diseño como las dimensiones y los materiales nos han sido dados. Este modelo ha sido creado en universidad de Newcastle y será el que utilizaremos como punto de partida para este estudio.

5.2 Definición del problema

Como ya se ha explicado, el objetivo de este trabajo es comprobar si el presente diseño del satélite ESMO cumple las especificaciones sobre modos de vibración que son exigidos por el lanzador Ariane. Una vez comprobado, en caso de no cumplirse dichos requisitos, se deberá proceder a dar una solución para los mismos.

Los requisitos de modos de vibración para el Ariane 5 vienen dados en el manual de usuario del A.S.A.P 5 (Ariane 5 Structure for Auxiliary Payload). En este documento se abordan todas las especificaciones, no sólo en cuanto a vibraciones, que deben seguir los distintos constructores de satélites que quieren utilizar los servicios que el cohete Ariane presta para cargas secundarias. Se ha utilizado este documento para obtener los requisitos necesarios en cuanto a modos de vibración y para obtener la geometría del elemento de unión entre satélite y cohete.

El manual divide en dos los tipos de satélites que puede llevar, estos son:

- Micro-satélites: masa menor 120 kg y volumen menor de 600 x 600 x 710 mm
- Mini-satélites: masa entre 120 y 300 kg y volumen menor de 1500 mm de diámetro por 1500 mm de altura.

El ESMO ha sido pensado, en este primer diseño, para ser lanzado como micro-satélite, aunque por ahora no cumple los requisitos de volumen y se encuentra en el límite en cuanto a la masa, por lo que nos esforzaremos en tratar de no agravar estos problemas con nuestra solución.

5.2.1 Requerimiento de frecuencias propias

En cuanto a los requerimientos de modos propios el ASAP dice:

“Para evitar el acoplamiento entre las frecuencias del vehículo lanzador y los modos del satélite, éste debe estar diseñado con una rigidez estructural que asegure que:

- *La frecuencia fundamental del satélite en el eje longitudinal es ≥ 90 Hz*
- *La frecuencia fundamental del satélite en los ejes laterales son ≥ 45 Hz*

esto debe ser aplicado para la aeronave rígidamente unida en plano de separación del ASAP 5.”

Estos requerimientos nos indican que las frecuencias propias deben estar por encima de 90 Hz para el eje longitudinal (consideramos la altura o eje x) y por encima de 45 Hz en los ejes laterales. Dado que tenemos un modelo tridimensional, no es fácil apreciar cuando un modo de vibración pertenece a una condición o a la otra, por lo tanto definiremos los modos longitudinales como aquellos que son **simétricos** y como modos laterales aquellos que son **antisimétricos** respecto a la altura. Como se puede apreciar en las siguientes figuras.

Imaginemos una vista lateral del satélite:

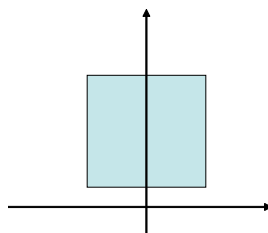


Figura 5.3 Vista lateral esquemática.

Los correspondientes modos simétricos y antisimétricos podrían ser:



Figura 5.4 Modos de vibración.

CAPÍTULO 6

MODELO DE ELEMENTOS FINITOS

6 Modelo en elementos finitos.

Como el lector sabrá, el análisis de elementos finitos es ampliamente utilizado en el mundo ingenieril. Este método consiste en la simulación de un sistema físico (con sus geometrías y condiciones de carga) por aproximación matemática de un sistema real. Mediante la división o discretización en bloques simples e interrelacionados (llamados elementos), las incógnitas infinitas de un sistema físico se convierten en un número finito de incógnitas. Este método por tanto nos permitirá resolver problemas que por su tamaño y complejidad resultarían inabarcables.

En este capítulo se detalla el modelo de elementos finitos que hemos creado para el análisis de nuestro satélite y se justifican también todas las simplificaciones asumidas.

El modelo ha sido creado y analizado con el programa ANSYS versión 11. Se ha utilizado este programa debido a su disponibilidad en la universidad y por la familiarización del autor de este proyecto con el uso del mismo. De igual modo, el programa ANSYS es altamente conocido y utilizado en el campo de los elementos finitos, no sólo para análisis estructurales, sino que también permite análisis de transferencia de calor o el análisis de problemas de electromagnetismo. Aunque también se valoró el uso del programa NASTRAN, normalmente utilizado en la industria aeroespacial, se desechó su utilización debido a la imposibilidad de hacerse con una copia del mismo.

6.1 Modelo de estructura. Consideraciones geométricas.

El satélite es básicamente una caja con un cilindro en su interior que une la pared inferior con la superior. También cuenta con distintos componentes, no estructurales, que aportan masas e inercias al sistema. Las dimensiones reales son 738 x 738 x 764 mm. A continuación se muestra el modelo en ANSYS, exteriormente, del satélite.

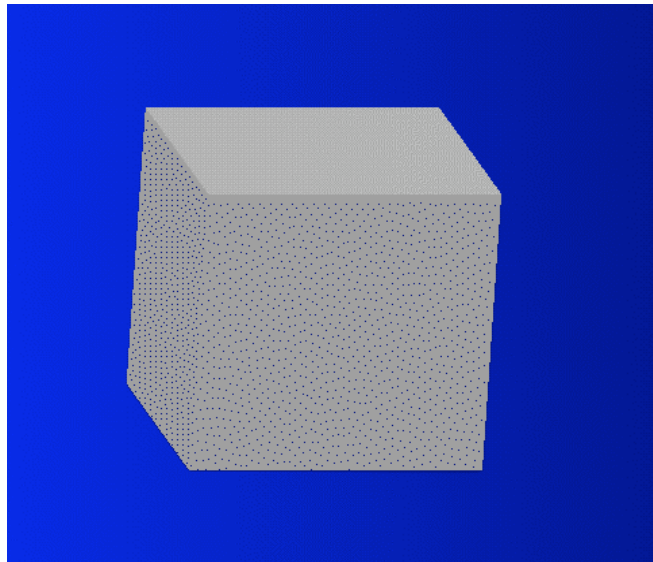


Figura 6.1 Exterior del satélite en ANSYS

Lo primero que hay que decir, es que a la hora de hacer un modelo de elementos finitos (MEF) se asumen muchas simplificaciones. Es decir, según el grado de precisión y de detalle que necesitemos, procederemos a modelar o no ciertos elementos. Por lo tanto, ya que nuestro análisis no precisa conocer tensiones o desplazamientos en puntos concretos, se ha procedido a llevar a cabo multitud de simplificaciones que serán discutidas. Estas simplificaciones nos ahorrarán tiempo en el modelado del satélite y en la simulación del mismo en el ordenador.

En primer lugar se ha procedido a modelar las paredes o paneles de la estructura. Estos elementos son de material tipo sándwich de distintos

espesores. Se caracterizan por tener un gran longitud y anchura, y muy pequeño espesor. Debido a esto último se ha creído conveniente modelizar como elementos planos. Es por esta razón que el modelo del satélite en ANSYS tiene dimensiones 738 x 738 x 738mm, ya que estos planos representan los planos medios de los paneles reales.

Para mallar estos paneles hemos utilizado el elemento placa de ANSYS shell-91.

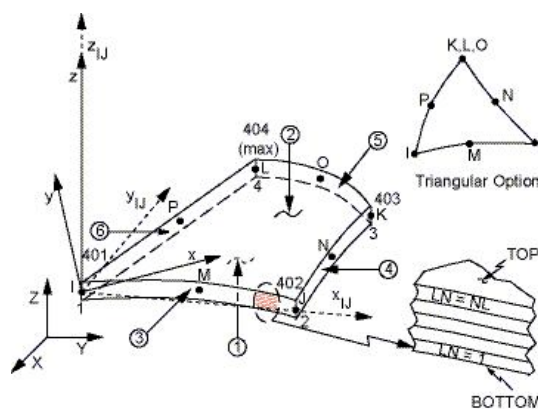


Figura 6.2 Elemento shell-91

Este elemento es el recomendado por la ayuda del programa para modelizar materiales tipo sándwich, permitiendo también modelizar las pieles del mismo como material compuesto por láminas. Consta de una opción para la simulación del comportamiento del sándwich, que asume que las pieles trabajan ante el esfuerzo flector, y que el núcleo trabaja a cortante. Esta consideración es la base de diseño de los materiales sándwich. Los datos que necesitamos introducir para este elemento son el espesor de las distintas capas del sándwich, su orientación y los materiales de los que están compuestas. Nos impone como única restricción que el espesor del núcleo sea por lo menos 5/6 del espesor total.

En cuanto al cilindro interior, podemos apreciarlo en la siguiente figura

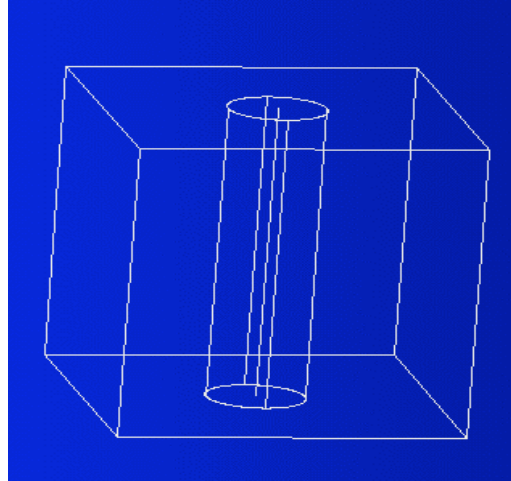


Figura 6.3 Interior del satélite en ANSYS

Este cilindro está formado por láminas de tejido de fibra de carbono, en distintas orientaciones. También se ha modelado con elementos placa (shell) debido a su pequeño espesor (3,9 mm), por lo que se ha dibujado su plano medio. Por lo tanto se ha diseñado con radio 105mm. El elemento recomendado por la ayuda para materiales compuestos, por ser el más eficiente, es el shell-99. En este caso también debemos introducir los datos del espesor de las láminas, su orientación y el material de qué están hechas.

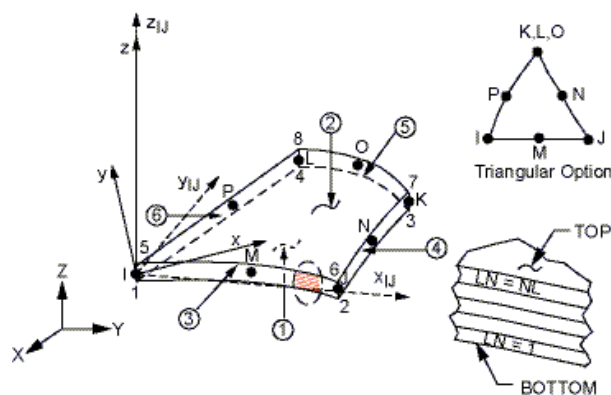


Figura 6.4 Elemento shell-99

6.2 Modelado de masas interiores.

El satélite lleva en su interior multitud de elementos necesarios para su misión, como depósitos de combustible, sensores, ordenador de abordo, etc. Estos elementos no desempeñan en ningún caso función estructural, pero si son importantes para el comportamiento dinámico de la aeronave, ya que aportan masa y por lo tanto generan fuerzas de inercia al vibrar.

Debido al estado de detalle del satélite, en este modelo preliminar, todavía se desconocen muchos datos de los sistemas interiores. Apenas se conocen sus masas, su centro de gravedad, y en algunos casos un boceto de su forma.. Los modelos de estos sistemas son muy simples (ver figura 5.2), y apenas son un conjunto de cajas, esferas y demás figuras, aunque en la mayoría de los casos no serán muy diferentes en el diseño final.

Por lo anteriormente expuesto se ha procedido a simplificar estos objetos interiores con el fin de facilitar su modelado. Basándonos en la simplificación vista en ² hemos llevado a cabo una reducción del sistema. En este artículo se procede al modelado de los elementos interiores como masas puntuales, teniendo en cuenta las inercias asociadas a esas masas. Se sitúan estas masas en el cdg del elemento al que representan, y se unen a la estructura mediante una “pirámide” de masa nula, situando la masa puntual en la cúspide. En nuestro caso, hemos procedido de la misma manera, con la diferencia de que hemos unido las masas a los paneles mediante cuatro barras que forman una pirámide, pero sin superficie (ver figura 6.5). Hemos adoptado esta solución con elementos barra en vez de con placas porque nos ha parecido más eficiente computacionalmente.

² G.F.Abdelal; N.Abuelfoutouh; A.Hamdy; “Mechanical fatigue and spectrum análisis of a small-satellite structure”; Springer Science+Business Media, LLC 2008.

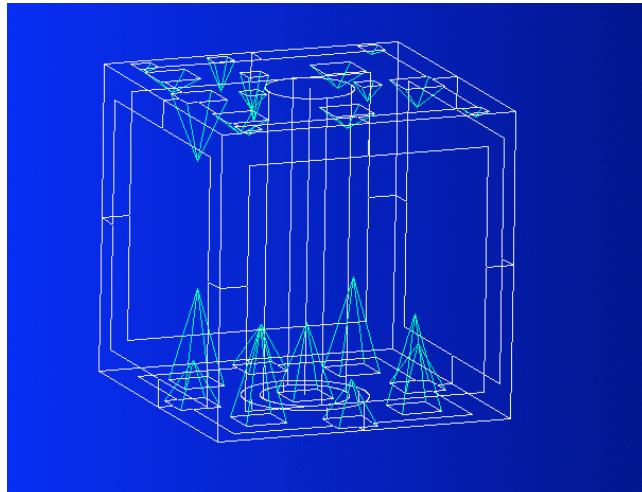


Figura 6.5 Vista de pirámides interiores

En figura anterior se puede apreciar como hemos creado estas pirámides en el interior del satélite. Se han modelado casi todos los elementos, dejándose sin modelar los de masa muy pequeña. Para ello se han utilizado el elemento mass21, que nos permite introducir la masa y la inercia asociadas a un punto el espacio. Los elementos representados, con sus masas y con su posición en el espacio son:

Equipo	X(m)	Y(m)	Z(m)	Masa(kg)
AOCS RW.1	0,104	-0,282	0,000	1,125
AOCS RW.2	0,104	0,000	-0,282	1,125
AOCS RW.3	0,104	0,282	0,000	1,125
AOCS RW.4	0,104	0,000	0,282	1,125
AOCS STR TRK.1	0,697	0,217	0,260	0,900
AOCS STR TRK.2	0,697	-0,217	0,260	0,900
CPROP r6.1	0,723	0,325	-0,285	0,725
CPROP r6.2	0,723	0,325	0,285	0,725
CPROP r6.3	0,723	-0,325	0,285	0,725
CPROP r6.4	0,723	-0,325	-0,285	0,725
CPROP TNK.1_mmh	0,226	0,195	-0,195	17,400
CPROP TNK.2_mmh	0,226	-0,195	0,195	12,330
CPROP TNK.3_mon	0,226	0,195	0,195	17,400

Equipo	X(m)	Y(m)	Z(m)	Masa(kg)
CPROP TNK.4_mon	0,226	-0,195	-0,195	12,330
CPROP N2 TANK	0,175	0,000	0,000	3,332
PYLD BIOLUX	0,694	0,232	0,000	3,000
PAYL NAC	0,686	-0,162	-0,135	2,400
AOCS IMU.1	0,684	0,000	-0,145	0,850
AOCS IMU.2	0,684	0,000	0,145	0,850
CM TRNVS	0,679	0,030	-0,257	6,000
OBDH CPU BOX	0,661	-0,329	0,092	1,500
EPS BATT	0,626	-0,168	0,073	2,000
EPS PCDU	0,587	0,000	0,278	5,000

Tabla 6.1 Centros de gravedad

Las inercias asociadas se pueden observar en el anexo A.3.

Las pirámides están modeladas con el elemento tipo barra beam4. Este elemento nos permite introducir el área de la sección de la barra y la inercia de la sección. Aquí debemos dar valores suficientemente grandes como para que las pirámides sean tan rígidas no se produzcan deformaciones que interfieran en nuestro análisis.

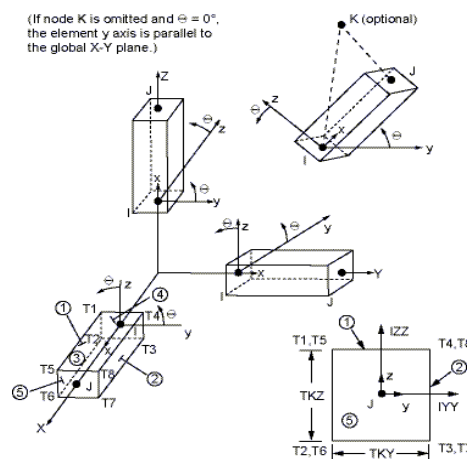


Figura 6.6 Elemento beam-4

Por último decir que en el diseño de que disponemos hay dos paneles solares, situados en dos paneles laterales contiguos, de los que sólo conocemos la masa, que es de 1kg. Estas masas las hemos tenido en cuenta añadiendo la densidad correspondiente hasta completar 1 kg en las áreas centrales (600 x 600mm) de los dos paneles laterales.

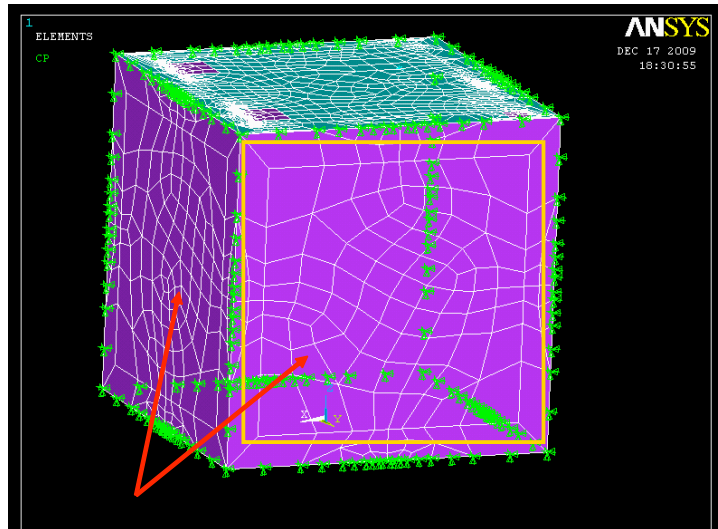


Figura 6.7 Disposición de paneles solares.

6.3 Consideraciones sobre uniones

Las uniones son uno de los elementos más complicados de modelar de un sistema. Cabe destacar en nuestro satélite diferentes elementos a unir. Están las uniones entre paneles, las uniones de los elementos interiores a los paneles y la unión del satélite a la sujeción del cohete Ariane. En nuestro caso desconocemos por completo el tipo y el número de uniones utilizadas para los paneles y elementos interiores. Y en cuanto a la sujeción al cohete no disponemos de todos los datos necesarios. Dado el desconocimiento de las propiedades de estas uniones se ha procedido a simplificar las mismas siempre del lado de la seguridad.

Las uniones entre los paneles horizontales X+ y X- con los paneles laterales y entre los propios paneles laterales las hemos modelado como totalmente articuladas. Ya que los paneles laterales a priori no tienen función estructural. Nuestro sistema total será mas rígido cuanto más rígidas sean las uniones y por lo tanto al hacerlas articuladas estamos del lado de la seguridad, ya que el resultado será todavía mejor si fueran rígidas. Estas uniones las modelamos mediante el comando “*coupled dofs*” de ANSYS que nos permite igualar los desplazamientos en los nodos coincidentes entre elementos (ver figura 6.8).

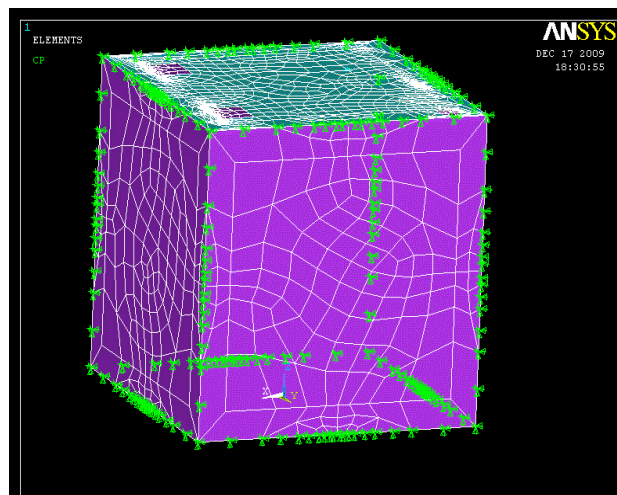


Figura 6.8 Uniones articuladas.

El cilindro está unido perfectamente rígido a los dos paneles horizontales. Esto es así debido a que es muy importante asegurar la posición de los elementos que sujeta en el espacio. El cilindro si que tiene función claramente estructural y deberá estar perfectamente unido a los paneles. La unión rígida la aseguramos haciendo que el cilindro comparta una línea con los paneles.

En cuanto a la unión de los equipos interiores a los paneles también nos son desconocidas. Por lo tanto hemos considerado estas uniones totalmente rígidas, uniendo las barras que forman las pirámides a los paneles.

Por último, la unión con la sujeción del cohete Ariane no esta claramente definida en el documento ASAP. Este documento define vagamente las dimensiones de la sujeción pero no da ningún dato sobre el material y las propiedades mecánicas de la misma. Por lo tanto se ha procedido a modelar la unión mediante un anillo de diámetro 298mm(ASAP) en la cara inferior. Esta unión será articulada, restringiendo sólo los desplazamientos, y la introduciremos mediante condiciones de contorno en la simulación (ver figura 6.10).

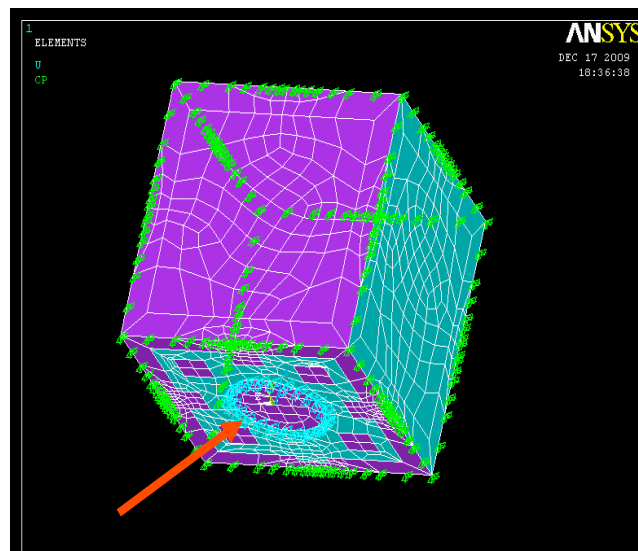


Figura 6.9 Unión al Ariane

6.4 Consideraciones sobre materiales y elementos.

Para llevar a cabo la simulación también necesitamos introducir las propiedades mecánicas de los distintos materiales de los que está compuesto el satélite. Para ello utilizamos el editor de materiales de ANSYS y luego se lo asignamos a los distintos elementos.

El satélite está construido a partir de fibra de carbono y honeycomb de aluminio.

Las pieles de FC están compuestas a partir de tejidos del material LTM123/UD/M55J. Las distintas combinaciones y orientaciones de FC están detalladas en el anexo A.4. Seguiremos estas especificaciones, e introduciremos los espesores de las láminas y la orientación a partir del comando *real constant* de ANSYS. Utilizaremos dos tipos de láminas, las de 0,15 mm unidireccionales y láminas de 0,3 mm formadas a partir de dos láminas unidireccionales cruzadas.

En cuanto al honeycomb el material de partida es AL5056/F80-.0026 de densidad 8 pcf (128,2 kg/m³), cuyas propiedades podemos encontrar en el anexo A.5.

Definiremos entonces tres tipos de materiales, los dos de fibra de carbono y el honeycomb. Los tres serán introducidos como materiales ortotrópicos.

En el caso de la FC tenemos sus módulos y propiedades en las direcciones X e Y (plano de la lámina), que serán las que introduciremos. Como la FC no trabaja en la dirección Z introduciremos valores arbitrarios mucho menores, ya que no podemos dejarlos a 0. Ver tabla siguiente:

	Lámina 0,15 mm	Lámina 0,3 mm
Ex	310 GPa	50,75 GPa
Ey	7,455 GPa	50,75 GPa
Ez	1 MPa	1 MPa
Prxy	0,3	0,014
Pryz	0,001	0,001
Prxz	0,001	0,001
Gxy	314 MPa	314 MPa
Gyz	1 MPa	1 MPa
Gxz	1 MPa	1 MPa

Tabla 6.2 Propiedades de fibra de carbono

Para el caso del material del núcleo que tenemos el caso contrario. El honeycomb está diseñado para trabajar a cortante en los planos XZ e YZ. Por lo tanto introducimos las siguientes propiedades obtenidas del fabricante (anexo A.5).

	Honeycomb (128,2kg/m ³)
Ex	10 MPa
Ey	10 MPa
Ez	2,80 GPa
Prxy	0.0001
Pryz	0.0001
Prxz	0.0001
Gxy	0.5 MPa
Gyz	220,8 MPa
Gxz	690 MPa

Tabla 6.3 Propiedades de núcleo honeycomb

Por último decir que para el material de las barras que forman las pirámides hemos elegido las propiedades mecánicas del acero, y la densidad del aire (para no aportar masa).

6.5 Consideraciones sobre el mallado

El satélite mallado queda así:

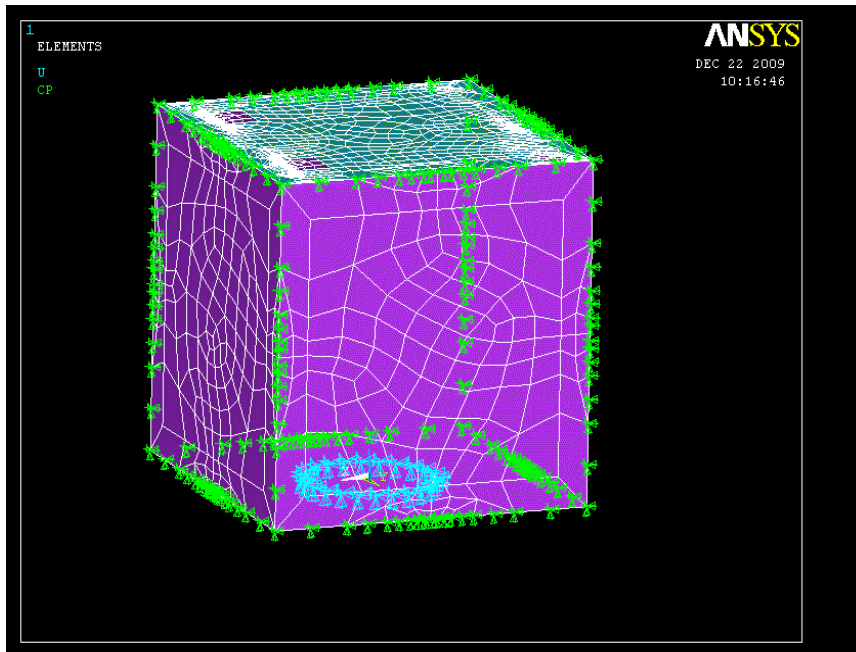


Figura 6.10 Modelo del satélite mallado

En total consta de los siguientes elementos:

Elemento	Numero de elementos
MASS21	23
BEAM4	370
SHELL91	2114
SHELL99	168
TOTAL	2675

Tabla 6.4 Elementos de la malla

A simple vista puede parecer que no hemos elegido una malla muy fina, sobre todo en los paneles laterales. Esto es debido a que no es necesaria una malla muy fina para obtener datos precisos en un análisis de vibraciones, ya que no queremos ningún resultado en algún lugar puntual del modelo. En contraposición una malla mas fina hubiera requerido muchas más operaciones de la computadora y por lo tanto hubiera llevado mucho más tiempo en las simulaciones.

CAPÍTULO 7

SIMULACIÓN Y ANÁLISIS DEL MODELO

7 Análisis del modelo. Simulación

En este capítulo procederemos a llevar cabo la simulación del modelo original, y a comentar los resultados.

Como a se ha dicho para hallar las frecuencias propias de vibración del satélite hemos empleado el programa ANSYS. Para ello hemos llevado a cabo un análisis modal eligiendo como método de extracción de modos “*PCG Lanczos*”. La ayuda de ANSYS nos dice que este es uno de los más apropiados para nuestro caso, ya que lo recomienda cuando hay bastantes ecuaciones sobre los grados de libertad en algunos nodos. Le pedimos que nos encuentre las cinco primeras frecuencias hasta los 200hz, dejando el resto de parámetros por defecto.

Hemos elegido las cinco primeras frecuencias para nuestro análisis, y serán estos casos los que comentaremos de aquí en adelante. Las encuadraremos en nuestra clasificación, anteriormente expuesta, como laterales (anti-simétricas) y longitudinales (simétricas).

Todas nuestras simulaciones las llevaremos a cabo con nuestro modelo menos restrictivo, es decir, aquél en el que los paneles laterales y el anillo de sujeción están unidos totalmente articulados. Demostraremos, tanto para el modelo original como para la solución final, que este caso siempre es menos rígido y por lo tanto más desfavorable, así que estaremos trabajando del lado de la seguridad.

7.1 Simulación del modelo de partida.

Par el modelo de partida hemos hallado las siguientes cinco primeras frecuencias propias.

	Frecuencia	Tipo
1ª	29,430 Hz	Oscilación lateral
2ª	30,524 Hz	Oscilación lateral
3ª	44,479 Hz	Oscilación longitudinal
4ª	66,510 Hz	Oscilación longitudinal
5ª	68,376 Hz	Oscilación lateral

Tabla 7.1 Frecuencias modelo original (articulado).

La primera frecuencia propia aparece a los **29,430 Hz**. A continuación representamos una figura con el satélite en su posición original (en gris) y con su desplazamiento según el modo. También aportamos un gráfico que nos aclara sus desplazamientos.

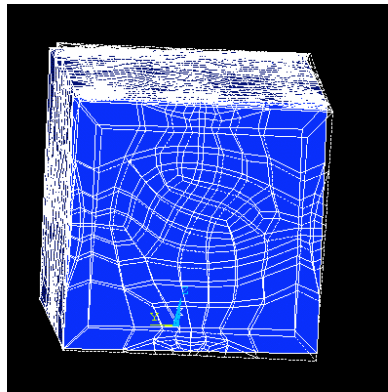


Figura 7.1 Primer modo. Modelo original.

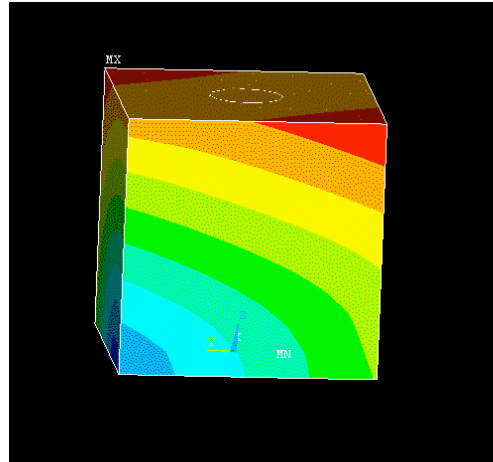


Figura 7.2 Desplazamientos del primer modo

En la figura 7.1 apreciamos como el satélite vibra de un lado a otro de una diagonal de la base. Se aprecia mejor en la figura 7.2 donde vemos las esquinas rojas que son las que más se desplazan. La esquina azul, y la contraria de la base (queda oculta) forman la diagonal. Esta vibración posiblemente sea debida a los depósitos de MMH, que son los elementos más pesados (17,4 kg cada uno), y se encuentran simétricamente posicionados a ambos lados de la diagonal sobre la base del satélite.

La segunda frecuencia propia aparece a los **30,524 Hz**. A continuación representamos el satélite para esta frecuencia.

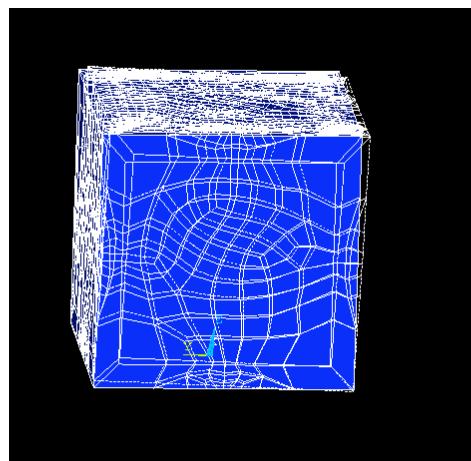


Figura 7.3 Segundo modo. Modelo original.

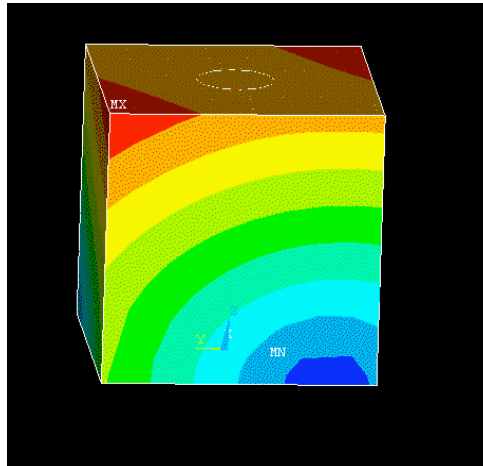


Figura 7.4 Desplazamientos del segundo modo.

En la figura 7.3 apreciamos como ahora el satélite vibra en torno a la otra diagonal de la base. Esto se aprecia mejor viendo las esquinas rojas (figura 7.4) superiores que indican los puntos que más se desplazan, las esquinas azules que indican los que apenas se mueven. Este modo es posible que sea debido a la situación de los depósitos de MON (12,33 kg, cada uno) situados simétricamente a ambos lados de esta diagonal.

La tercera frecuencia propia aparece a los **44,479 Hz**. A continuación representamos el satélite para esta frecuencia.

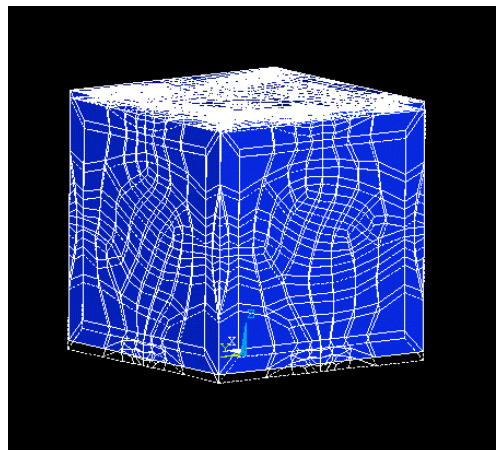


Figura 7.5 Tercer modo. Modelo original.

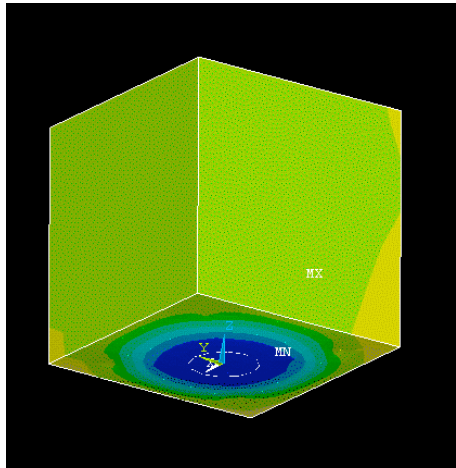


Figura 7.6 Desplazamientos del tercer modo.

En la figura 7.5 apreciamos como el satélite vibra de abajo a arriba, permaneciendo quieto en torno al anillo de sujeción al cohete, y a los extremos del cilindro interior. Podemos apreciarlo con mas claridad en la figura 7.6 donde vemos aproximadamente el anillo de sujeción del panel inferior en azul los que nos indica que permanece quieto, mientras en amarillo-verde el resto del satélite que vibra verticalmente. Este modo seguramente sea producido por la masa de los paneles laterales y por la masa y los equipos del panel superior.

La cuarta frecuencia propia aparece a los **66,510 Hz**. A continuación vemos las figuras representativas de estas frecuencias.

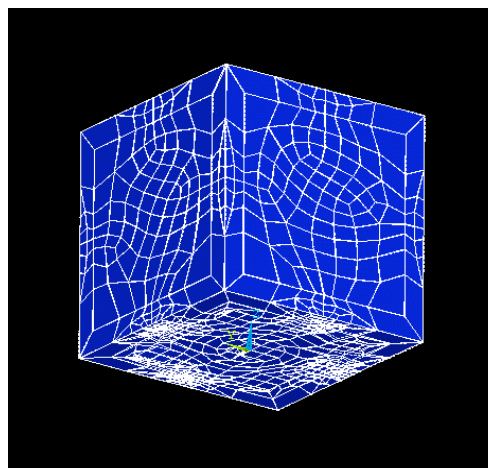


Figura 7.7 Cuarto modo. Modelo original

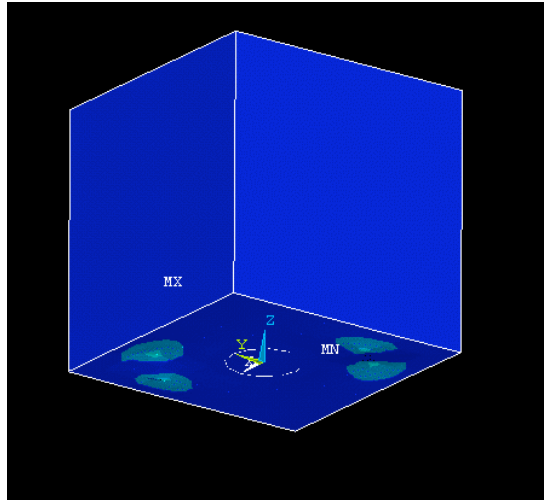


Figura 7.8 Desplazamientos del cuarto modo

Este modo es más difícil de apreciar en la figura 7.7. El modo es una ligera ondulación del panel inferior a ambos lado de la diagonal, mientras el resto del satélite permanece quieto. Este modo podemos apreciarlo mejor en la figura 7.8 de desplazamientos, donde apreciamos las zonas mas claras a ambos lados de la diagonal, lo que nos indica que ahí se producen los mayores desplazamientos.

Por último, el quinto modo aparece a los **68, 376 Hz**. A continuación mostramos el satélite cuando aparece dicho modo.

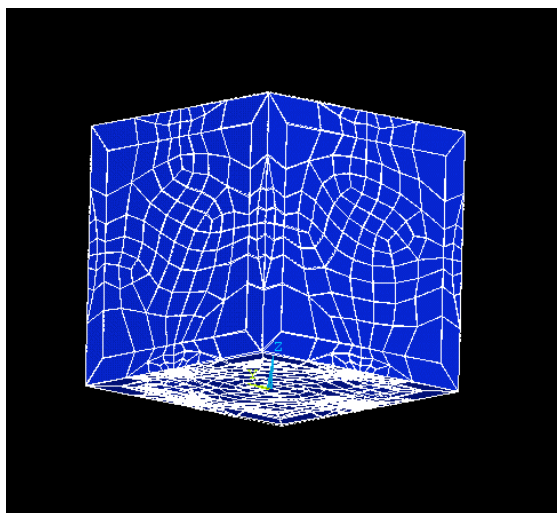


Figura 7.9 Quinto modo. Modelo original

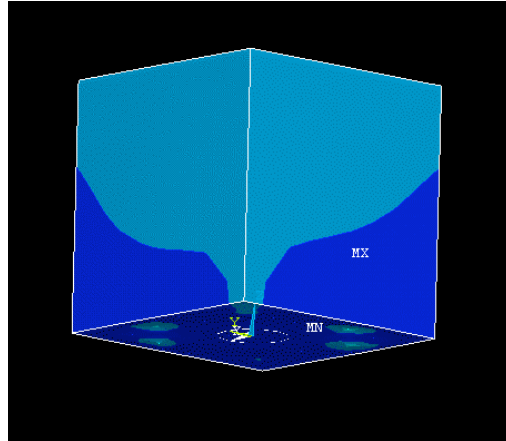


Figura 7.10 Desplazamientos del quinto modo

Este modo es muy parecido al anterior. También es difícil de apreciar en a figura 7.9. Es una ligera ondulación del panel inferior en torno a la misma diagonal que antes, pero esta vez viene acompañada de una ligera vibración lateral del resto del satélite. Esto podemos apreciarlo en la figura 7.10 de desplazamientos, donde las zonas más claras representan los lugares que más se mueven debido a este modo.

7.2 Comparación con el modelo rígido

A continuación se presentan los resultados del análisis modal del satélite considerando que los paneles y el anillo de sujeción están unidos rígidamente. Con ello queremos demostrar que nuestra solución conservadora (uniones articuladas) no es muy distinta de la solución más favorable (uniones rígidas). Además es claro que en la realidad las uniones no son ni totalmente rígidas ni articuladas, así que por lo tanto en la realidad los modos estarán situados entre ambos casos, es decir:

Frecuencias modelos rígido > realidad > Frecuencias modelo articulado

Por lo tanto tenemos una cota inferior y superior para nuestras frecuencias propias.

Las frecuencias propias considerando todas las uniones totalmente rígidas son:

	Frecuencia	Tipo
1 ^a	29,501Hz	Oscilación lateral
2 ^a	30,602 Hz	Oscilación lateral
3 ^a	45,683 Hz	Oscilación longitudinal
4 ^a	66,559 Hz	Oscilación longitudinal
5 ^a	66,434 Hz	Oscilación lateral-longitudinal

Tabla 7.2 Frecuencias modelo original (rígido).

Todos los modos son los mismos que en el caso articulado. Como podemos observar no hay a penas variación en las frecuencias, siendo la mayor de las diferencias, la obtenida para la 3^a frecuencia propia, de 1,2 Hz. Como esperábamos todos los modos propios se obtienen para frecuencias algo superiores.

Aunque en principio parece que no existen diferencias apreciables en las frecuencias entre ambos modelos, por lo menos para las cinco primeras, a partir de ahora utilizaremos el modelo articulado (conservador) para simular las distintas soluciones que adoptemos y a los resultados del mismo nos referiremos.

7.3 Comentario de resultados

A la vista de las frecuencias propias obtenidas vemos que no cumplimos los requisitos impuestos por el lanzador, ya que tenemos modos laterales para frecuencias inferiores a 45 Hz y modos longitudinales para menos de 90 Hz.

Para las cinco primeras frecuencias propias analizadas parece que es el panel inferior el responsable de dichos modos. Esto es debido a que no es lo suficientemente rígido para soportar las fuerzas que en él inducen las vibraciones. La rigidez de este panel es función del espesor del mismo, y de las propiedades mecánicas de los materiales que los constituyen.

Por otro lado masas que soporta el panel y el tamaño del mismo también influyen en su comportamiento dinámico. Ya hemos dicho que el satélite excede las dimensiones máximas y sobrepasa la masa permitida por el

lanzador Arienne, ya que por ahora contamos con un modelo preliminar, que todavía debe refinarse para cumplir dichos requisitos.

Es claro entonces que dejando intacto el espesor y los materiales del panel inferior, cuando se reduzcan las dimensiones y las masas del satélite, el mismo tendrá un mejor comportamiento dinámico, aumentando los valores de las frecuencias propias. Por lo tanto todos los cambios que realicemos en el actual modelo (más grande y pesado que el final) para cumplir los requisitos de frecuencias propias, serán válidos para el modelo final, ya que estamos trabajando en un caso más desfavorable.

Todas estas consideraciones sobre la influencia de la rigidez y la masa se basan en que sabemos que las frecuencias propias son función $\frac{k}{m}$. (ver capítulo 4)

7.4 Posibles soluciones.

Como ya se ha dicho los modos propios surgen como consecuencia de la falta de rigidez del panel inferior y/o debido al exceso de masa y de tamaño, por lo tanto las posibles soluciones al problema de las frecuencias propias deben abordar estos temas.

En cuanto a la rigidez del panel, ésta se puede aumentar de diversas maneras:

- Aumentando el espesor. Se puede aumentar el espesor de las pieles y/o del núcleo del panel sándwich.
- Cambio de material. Tanto del núcleo como de las pieles, por otros más rígidos.

Ya que sólo podemos intervenir sobre la estructura no podemos reducir el tamaño ni la masa de los equipos interiores. Por lo tanto con respecto a la masa podemos hacer lo siguiente:

- Utilizar materiales más ligeros pero de similares características mecánicas en la estructura.
- Reducir espesores de paneles que estén sobredimensionados, haciéndolos más ligeros.

Por último se podría añadir elementos que rigidizaran el conjunto, como barras, tubos, otros paneles, etc. En último lugar se podría proceder a un diseño totalmente nuevo de la estructura. Trataremos de no llegar a éstas últimas soluciones ya que dificultarían, alargarían y encarecerían el diseño de la estructura en exceso. Además, como podemos observar el capítulo 1 es posible realizar satélites de forma cúbica sólo con el uso de paneles.

En los capítulos siguientes intentaremos solucionar el problema tratando de modificar en la menor medida el diseño original, y de no agravar el problema del peso y de las dimensiones. Para ello seguiremos los pasos anteriormente descritos en el mismo orden (no necesariamente todos), hasta obtener una solución satisfactoria.

CAPÍTULO 8

BÚSQUEDA DE SOLUCIONES

8 Búsqueda de soluciones.

En este capítulo vamos tratar de encontrar soluciones al problema de los modos propios. Para ello vamos a proceder de la siguiente manera:

- Primero trataremos de encontrar una solución ampliando el espesor de pieles o/y núcleo del panel inferior. Estos cambios son sencillos de hacer en nuestro modelo de ANSYS ya que sólo hay que modificar los espesores en el apartado *real constants* del programa.
- En segundo lugar buscaremos una solución cambiando el material de las pieles por uno más rígido. También sencillo de implementar en ANSYS.
- En tercer lugar intentaremos reducir, en la medida de lo posible, la masa de los elementos estructurales.
- Si procede se buscará una solución mejor a partir de otras soluciones anteriores.

Como puede observarse primero empezaremos con las soluciones que modifican menos el diseño original, y que por lo tanto suponen cambios menos “traumáticos”.

8.1 Solución incrementando el espesor.

En este apartado procederemos a encontrar una solución a partir del incremento del espesor del panel inferior.

El incremento del espesor puede hacerse de varias maneras, es decir, como tenemos un material sándwich, podemos incrementar el núcleo, las pieles o ambos. Como a se ha dicho antes en un material sándwich el encargado de soportar la flexión del mismo son las pieles, y que una de las misiones del núcleo es aportar rigidez al desplazar bastante las pieles del centro de simetría de la sección.

Para darnos una idea de la magnitud de las rigidez que aportan tanto las pieles como el núcleo vamos a hacer una demostración con el ejemplo de una viga tipo sándwich, que aunque su comportamiento no será igual que el del panel nos servirá para ilustrar nuestros siguientes pasos.

Si tenemos la siguiente viga sándwich de anchura B, utilizando la teoría de resistencia de materiales tenemos:

$$\sigma_p^+ = \frac{1}{2} \cdot \left[\frac{N}{B \cdot e_p} + \frac{2 \cdot M}{B \cdot e_p \cdot (e_p + e_n)} \right]$$

$$\sigma_p^- = \frac{1}{2} \cdot \left[\frac{N}{B \cdot e_p} - \frac{2 \cdot M}{B \cdot e_p \cdot (e_p + e_n)} \right]$$

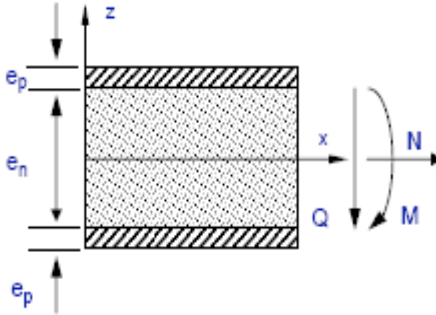
$$\tau_n = - \frac{Q}{B \cdot (e_n + e_p)}$$


Figura 8.1 Ecuaciones viga Sandwich

Suponiendo como hemos dicho que las pieles absorben el flector.

La rigidez a flexión y a cortante quedan:

$$E \cdot I \propto E_p \cdot \frac{B \cdot e_p \cdot (e_p + e_n)^2}{2}$$

$$G \cdot A_c \propto G_n \cdot \frac{B \cdot (e_n + e_p)^2}{e_n \cdot \left(1 + \frac{2 \cdot e_p \cdot G_n}{3 \cdot e_n \cdot G_p}\right)} \approx G_n \cdot B \cdot (e_n + 2 \cdot e_p)$$

Estas rigideces gobiernan los movimientos para el caso de la viga. Aunque en nuestro caso tenemos un panel igual de largo que de ancho, podemos obtener una ligera idea de qué influencia tienen los espesores de pieles y núcleo en la rigidez del panel.

Para ver esta influencia vamos a obtener la variación de rigidez que se produce al variar los distintos espesores. Para ello derivamos las expresiones de $E \cdot I$ y $G \cdot A_c$ con respecto a e_p y e_n .

$$\frac{\Delta(EI)}{\Delta e_n} = B \cdot E_p (e_n + e_p) e_p \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \Delta(EI) = B \cdot E_p \underbrace{(e_n + e_p) e_p}_{m_1} \cdot \Delta e_n \quad (1)$$

$$\frac{\Delta(EI)}{\Delta e_p} = B \cdot E_p \left(\frac{(e_n + e_p)^2}{2} + (e_n + e_p) e_p \right) \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \Delta(EI) = B \cdot E_p \underbrace{\left(\frac{(e_n + e_p)^2}{2} + (e_n + e_p) e_p \right)}_{2 \cdot m_2} \Delta e_p \quad (2)$$

Utilizando los valores de e_p y e_n del panel inferior original tenemos:

$$\Delta(EI) = B \cdot E_p (0,0015 + 0,026) \cdot 0,0015 \cdot \Delta e_n = 4,125 \cdot 10^{-5} \cdot B \cdot E_p \Delta e_n$$

$$\Delta(EI) = B \cdot E_p \cdot 4,19 \cdot 10^{-4} \cdot \Delta e_p = B \cdot E_p \cdot 2,1 \cdot 10^{-4} \Delta e_{2p}$$

Siendo Δe_{2p} la suma de los incrementos en ambas pieles

Observamos que aproximadamente la rigidez a flexión aumenta 5 veces más por unidad de espesor de las pieles aumentada que por unidad de espesor de núcleo. Es decir aumenta igual por aumentar el espesor de cada piel 0,5 mm que por alejar las pieles 2,5 mm del plano medio.

Para el caso de la rigidez a cortante tenemos:

$$\frac{\Delta(GA_c)}{\Delta e_n} = G_n \cdot B \implies \Delta(GA_c) = G_n \cdot B \cdot \Delta e_n \quad (3)$$

$$\frac{\Delta(GA_c)}{\Delta e_p} = 2 \cdot G_n \cdot B \implies \Delta(GA_c) = 2 \cdot G_n \cdot B \cdot \Delta e_p = G_n \cdot B \cdot \Delta e_{2p} \quad (4)$$

Para el caso de la rigidez a cortante observamos que ésta aumenta igual por unidad de espesor de piel que por unidad de espesor de núcleo.

Por ahora parece que se aumenta más la rigidez aumentando el espesor de piel. Esto es cierto pero no olvidemos que no sólo queremos aumentar la rigidez, ya que el comportamiento dinámico también se ve influenciado por la masa. Además como ya hemos dicho el diseño no cumple los requisitos de masa del lanzador, por lo tanto tenemos que ver cuanta masa añadimos por unidad de espesor añadida.

La densidad de la fibra de carbono es 1800 kg/m^3 y la del aluminio *honeycomb* es de 128 kg/m^3 . Por lo tanto tenemos:

$$\frac{\rho_p}{\rho_n} = \frac{1800}{128} = 14,1 \quad (5)$$

Es decir, las pieles son 14 veces más pesadas que el núcleo. Por lo tanto podemos aumentar la rigidez aumentando el espesor del núcleo con menor aumento de masa que si aumentamos el espesor de las pieles. Ya que aunque el núcleo aporta cinco veces menos rigidez a flexión y la misma rigidez a cortante, pesa catorce veces menos.

Sabiendo que no queremos agravar el problema de exceso de masa y que además el comportamiento dinámico, es decir, los modos propios, no sólo dependen de la rigidez sino que también dependen de la masa, parece más adecuado aumentar el espesor del núcleo que el de las pieles.

Pero para asegurarnos, cojamos m_1 y m_2 de las ecuaciones 1 y 2 respectivamente y comparémoslas. Ya hemos dicho que para los datos iniciales es más óptimo aumentar el espesor del núcleo, pero puede haber un momento en el cual sea mejor aumentar las pieles. Este momento sería cuando m_2 fuera por lo menos 14 veces mayor que m_1 . Insistimos en que esto sería válido para el caso de una viga, pero como a hemos dicho, tenemos un panel, y aunque no tomemos como totalmente correcta estas consideraciones veremos que se asemejan bastante bien a la realidad.

Para comparar m_1 y m_2 vamos a representar $14 \cdot m_1$ y m_2 en función de espesor del núcleo e_n , tomando éste en mm.

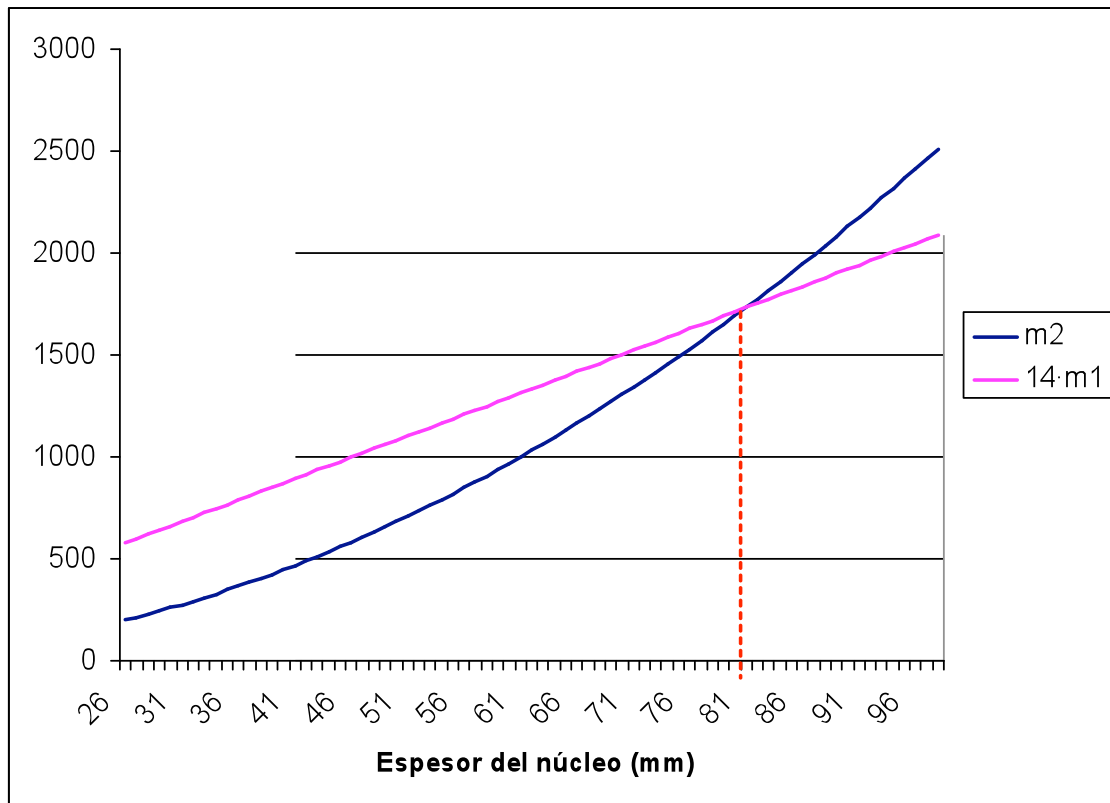


Figura 8.2 Gráfica de comparación de incremento de rigidez

De la figura 8.2 obtenemos que a partir de 82,5 mm de espesor de núcleo conseguimos mayor aumento de rigidez con menor incremento de masa añadiendo espesor a las pieles. Hemos hecho sólo esta comparación para la rigidez a flexión ya que creemos que es la más influyente en los modos del panel inferior.

Vamos entonces a llevar a cabo diferentes simulaciones hasta dar con una solución para este caso. Veremos que tendremos que alcanzar una solución de compromiso entre el aumento de tamaño y de peso, ya que es imposible hacer más rígido el panel sin aumentar una de estas dos magnitudes. A partir de ahora observaremos el aumento de las frecuencias propias y el aumento de peso en el panel inferior. El panel original pesa 4,72 kg.

Vamos a hacer la primera comprobación. Se va a aumentar 1 mm el espesor de pieles, dejando el núcleo original. Después aumentamos el núcleo 5mm y dejamos las pieles originales. Con ello vamos a ver que los resultados

obtenidos a partir de las ecuaciones de la viga sándwich nos dan una idea cercana del comportamiento del panel.

- Aumentando 0,5mm cada piel(1mm en total), las frecuencias propias son:

Para $e_n=26\text{mm}$ y $e_p=2\text{mm}$

Modos	Frecuencia
1°	31,010
2°	32,116
3°	48,987
4°	72,602
5°	74,664

Tabla 8.1 Frecuencias para $e_n=26\text{mm}$ y $e_p=2\text{mm}$

El aumento de masa que se ha producido es:

$$0,738\text{m} \times 0,738\text{m} \times 0,001\text{m} \times 1800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 0,98\text{kg}$$

Los cinco primeros modos son los mismos que para el modelo original. Las frecuencias a las que se producen apenas han cambiado, por lo tanto estamos todavía lejos de la solución.

- Aumentando 5mm el espesor de núcleo honeycomb, las frecuencias propias son:

Para $e_n=31\text{mm}$ y $e_p=1,5\text{mm}$

Modos	Frecuencia
1°	32,277
2°	33,435
3°	49,067
4°	75,067
5°	77,371

Tabla 8.2 Frecuencias para $e_n=31\text{mm}$ y $e_p=1,5\text{mm}$

El aumento de masa que se ha producido es:

$$0,738m \times 0,738m \times 0,005m \times 128 \frac{kg}{m^3} = 0,345kg$$

Igual que antes los cinco primeros modos son los mismos. Como hemos visto para las dos primeras frecuencias obtenemos mejores resultados para el caso de aumento de núcleo, debido a que en este modo es posible que la deformación a cortante sea importante, y este modelo es más rígido a cortante. También hay que tener en cuenta el efecto negativo de la masa, y el modelo de aumento de pieles es más pesado. Por otro lado podemos observar que la 3ª frecuencia propia si que es muy parecida, ya que este en modo se observa que la flexión del panel es el hecho determinante.

Por lo tanto a la vista de los anteriores resultados y al menor incremento en la masa parece aconsejado seguir aumentando sólo el núcleo. Por lo tanto vamos a probar con valores arbitrarios del espesor del núcleo hasta obtener una solución.

8.1.1 Búsqueda de soluciones incrementando el espesor del núcleo.

- Espesor del núcleo $e_n=50mm$, espesor de las pieles $e_p=1,5mm$

Las frecuencias propias para este modelo son:

Modos	Frecuencia (Hz)
1º	41,447
2º	42,781
3º	69,672
4º	95,377
5º	97,832

Tabla 8.3 Frecuencias para $e_n=50mm$ y $e_p=1,5mm$

El incremento de masa producido es:

$$0,738m \times 0,738m \times 0,024m \times 128 \frac{kg}{m} = 1,67kg$$

Como era de esperar los tres primeros modos son los mismos que para los anteriores modelos. Las dos primeras frecuencias propias, que correspondían a modos laterales, están cercanas al valor deseado de 45 Hz. La tercera frecuencia, correspondiente a un modo longitudinal, está todavía lejos del valor deseado de 90 Hz. El cuarto y quinto modo son diferentes, ahora se deben a la vibración de los paneles laterales que portan las placas solares. Como están por encima de los 90 Hz no nos preocuparemos por ellos.

A la vista de estos resultados parece claro que nos va a suponer mayor esfuerzo aumentar la tercera frecuencia propia. Probaremos incrementar el espesor hasta los 60 mm.

- Espesor del núcleo $e_n=60mm$, espesor de las pieles $e_p=1,5mm$

Las frecuencias propias para este modelo son:

Modos	Frecuencia (Hz)
1º	45,590
2º	46,988
3º	79,762
4º	95,531
5º	98,127

Tabla 8.4 Frecuencias para $e_n=60mm$ y $e_p=1,5mm$

El incremento de masa es:

$$0,738m \times 0,738m \times 0,034m \times 128 \frac{kg}{m^3} = 2,37kg$$

Los modos son los mismos que para el caso anterior. Observamos que los dos primeros modos ya cumplen el requisito de aparecer a frecuencias

superiores a 45 Hz. El tercer modo todavía sigue lejos de 90 Hz. Es claro por lo tanto que todavía tenemos que aumentar el espesor del núcleo.

Para saber que valor es necesario, aunque vayamos a simularlo, vamos hacer una sencilla gráfica para ver la tendencia que sigue este modo con respecto al espesor del núcleo, si es que la hubiere. Para ello nos servimos de los datos de las 4 simulaciones que hemos realizado hasta el momento. Estos datos recopilados son:

Espesor e_n	Frecuencia modo 3º (Hz)
26	44,479
31	49,067
50	69,672
60	79,767

Tabla 8.5 Frecuencias del tercer modo para distintos espesores

La gráfica muestra estas parejas de datos más una línea discontinúa naranja que continua la tendencia apreciada hasta los 90 Hz.

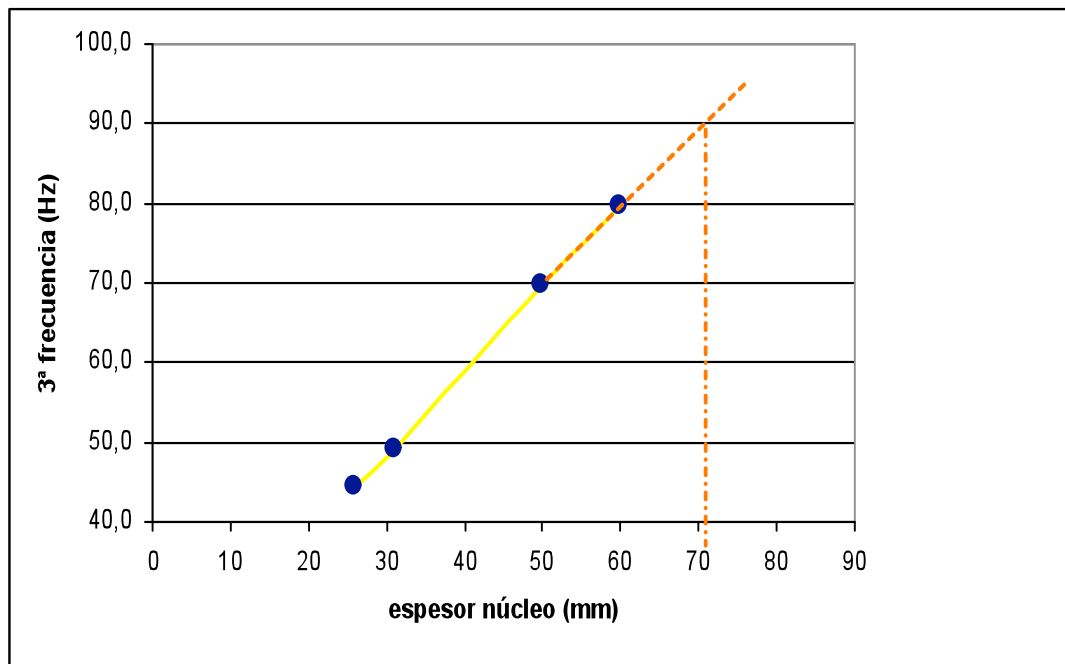


Figura 8.3 Gráfica de tendencia del tercer modo

Parece que los datos siguen bastante bien una recta. Prolongando hasta los 90 Hz obtenemos un espesor aproximadamente de 71 mm. Aunque esta relación no la respaldamos con ninguna formulación matemática es probable que se acerque a la realidad. Entonces simulamos valores cercanos a 71.

- Espesor del núcleo $e_n=71\text{mm}$, espesor de las pieles $e_p=1,5\text{mm}$

Las frecuencias propias para este modelo son:

Modos	Frecuencia (Hz)
1º	49,751
2º	51,204
3º	90,444
4º	95,639
5º	98,291

Tabla 8.6 Frecuencias para $e_n=71\text{mm}$ y $e_p=1,5\text{mm}$

El incremento de masa es:

$$0,738\text{m} \times 0,738\text{m} \times 0,045\text{m} \times 128 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 3,14\text{kg}$$

Los modos son los mismos que para el caso anterior. Como preveíamos hemos conseguido llevar la tercera frecuencia hasta los 90 Hz. Por lo tanto hemos llegado a una solución válida que nos incrementa el peso en 3,11 kg, y el espesor en 45 mm.

8.1.2 Búsqueda de soluciones incrementando el espesor de las pieles.

Ya que el incremento del espesor nos parece excesivo, quizás podríamos hallar una solución, un poco más delgada incrementando las pieles, aunque supusiera un incremento del peso. Como desconocemos a este nivel de desarrollo del satélite que factor será más crítico vamos a obtener otra solución sacrificando peso para reducir el espesor total. Así comprobamos que es posible una solución más delgada pero más pesada.

- Espesor del núcleo $e_n=55\text{mm}$, espesor de las pieles $e_p=2,5\text{mm}$

Las frecuencias propias para este modelo son:

Modos	Frecuencia (Hz)
1º	47,601
2º	48,967
3º	90,470
4º	95,612
5º	98,264

Tabla 8.7 Frecuencias para $e_n=55\text{mm}$ y $e_p=2,5\text{mm}$

El incremento de masa es:

$$0,738\text{m} \times 0,738\text{m} \times (0,029 \times 128 + 0,002 \times 1800) \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} = 3,98\text{kg}$$

Los modos siguen siendo los mismos. Esta solución es una de las múltiples soluciones que se pueden obtener aumentando las pieles. Como podemos observar hemos reducido el espesor en 14 mm con respecto a la solución anterior, por el contrario hemos añadido 0,85 kg.

8.2 Solución cambiando el material (pieles de aluminio)

Como se ha podido ver en el capítulo 2 es habitual también en la construcción de paneles estructurales sándwich el uso del aluminio en las pieles. Es por ello y debido su menor coste y una mayor rigidez que las láminas de fibra de carbono de las que disponemos, por lo que vamos a tratar de resolver también el problema mediante el uso de este material.

Aunque ya sabemos que el aluminio es un 50% más pesado que la fibra de carbono, al tener mayor rigidez y ser igual ésta en todas direcciones es posible que presente mejores propiedades dinámicas y que por lo tanto seamos capaces de solucionar el problema con menores espesores que en el apartado anterior.

Para tratar de encontrar esta solución nos vamos a valer del modelo en ANSYS del satélite que hemos utilizado hasta ahora, lo único que debemos hacer es cambiar el material, que como a hemos dicho es rápido y sencillo. Hemos cogido la propiedades (módulo de Young, poisson y densidad) del aluminio sin pensar todavía en aleación que utilizaremos, ya que estas apenas varían de una aleación a otra. Los valores de interés, para nuestro estudio, del aluminio son:

$$E=70 \text{ GPa} \quad \nu=0.33 \quad \rho=2700 \text{ kg/m}^3$$

Por lo tanto vamos a proceder de la misma manera que para la primera solución encontrada. Es decir, vamos a sustituir las pieles de fibra de carbono del modelo original, dejando el resto intacto. A partir de esta primera simulación obtendremos una idea del comportamiento de la estructura e iremos variando el espesor del núcleo y las piles en función de los resultados.

8.2.1 Soluciones utilizando pieles de aluminio

Como hemos dicho primero vamos a probar con las medidas originales, cambiando sólo la fibra de carbono por aluminio.

- Espesor del núcleo $e_n=26\text{mm}$, espesor de las pieles $e_p=1,5\text{mm}$

Las frecuencias propias para este modelo son:

Modos	Frecuencia (Hz)
1º	32,847
2º	33,942
3º	55,255
4º	79,323
5º	81,750

Tabla 8.8 Frecuencias para $e_n=26\text{mm}$ y $e_p=1.5\text{mm}$. Aluminio

El incremento de masa es:

$$0,738m \times 0,738m \times 0,003m \times (2700 - 1800) \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 1,47\text{kg}$$

Los modos son los mismos que para el modelo original en fibra de carbono (pueden observarse éstos en el capítulo anterior). Comparando las frecuencias obtenidas con las obtenidas para el modelo original podemos apreciar que para las dos primeras ha habido un incremento de apenas 3 Hz pero para las tres restantes el incremento ha sido por lo menos de 10 Hz. Este hecho nos hace pensar que quizá pueda encontrarse la solución en aluminio para espesores menores y así paliar el exceso de masa, no muy grande, que nos aporta el aluminio. Sobre todo nos basamos en el hecho de que la tercera frecuencia propia, que es la que antes nos presentó más problemas para llevarla hasta los 90 Hz, presenta ya valores mucho más altos que para modelo en fibra de carbono, por lo tanto será razonable pensar que necesitaremos menos incremento del núcleo.

Por otro lado las relaciones encontradas para el caso de la viga sándwich, que nos han servido de guía para tomar nuestras decisiones, siguen siendo válidas aunque utilicemos aluminio. Aunque para el caso del aluminio sean conservadoras, ya que el aluminio si que puede trabajar en todas direcciones y nos podría aportar rigidez a cortante. De todos modos dado que vamos a seguir empleando el elemento shell91 de ANSYS, que asume que las pieles no trabajan a cortante, estaremos ante un modelo conservador del panel sándwich. Por lo tanto las consideraciones sobre incrementos de espesores y rigideces nos seguirán siendo útiles, siendo la constante elástica de las pieles lo único que varía.

Entonces vamos a proceder como en el caso anterior. Vamos a incrementar primero el núcleo hasta que consideremos que pueda ser interesante cambiar las pieles. Para ello tenemos que tener en cuenta que la densidad del aluminio es superior a la de la fibra de carbono, siendo la relación entre la densidad de pieles y de núcleo :

$$\frac{\rho_p}{\rho_n} = \frac{2700}{128} = 21,1 \quad (6)$$

Por lo tanto si construyéramos un grafico como la figura 8.3 para el caso de las pieles de aluminio, sustituyendo $14 \cdot m^2$ por $21,1 \cdot m^1$, es claro que el punto de corte sería para un espesor todavía mayor. Es decir, para el caso del aluminio es más claro que podemos aumentar igual la rigidez con el núcleo que con las pieles, y conseguimos no incrementar tanto el peso. Por lo tanto no parece correcto aumentar el espesor de pieles si lo que queremos es minimizar el peso. Solo procederemos entonces a aumentar las pieles en detrimento del núcleo del sándwich cuando queramos reducir el espesor, sin importarnos el peso.

A continuación vamos a simular distintos espesores hasta que obtengamos una solución satisfactoria. Cabe esperar que esta solución exista para valores de espesor menores que en el caso anterior, así que empezaremos por 40 mm de núcleo honeycomb.

- Espesor del núcleo $e_n=40\text{mm}$, espesor de las pieles $e_p=1,5\text{mm}$
Las frecuencias propias para este modelo son:

Modos	Frecuencia (Hz)
1º	41,280
2º	42,524
3º	75,428
4º	95,430
5º	97,962

Tabla 8.9 Frecuencias para $e_n=40\text{mm}$ y $e_p=1,5\text{mm}$. Aluminio

El incremento de masa es:

$$0,738\text{m} \times 0,738\text{m} \times 0,003\text{m} \times (2700 - 1800) \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 1,47\text{kg} \text{ (pieles)}$$

$$0,738\text{m} \times 0,738\text{m} \times 0,014\text{m} \times (128) \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 0,98\text{kg} \text{ (núcleo)}$$

$$1,47 + 0,98 = 2,45\text{kg} \text{ de incremento total de peso}$$

Los tres primeros modos son los mismos que para todos los casos estudiados hasta ahora. El modo cuarto y quinto son modos de vibración de los paneles laterales que soportan las placas solares. Estos modos ya nos habían aparecido en los en los últimos casos analizados. Las dos primeras frecuencias propias a están cerca del valor de 45 Hz. Parece que otra vez es el tercer modo el que más problemas nos va a plantear.

Comparando los datos de la tabla 8.10 con los de la tabla 8.3 perteneciente a un espesor de 50 mm de núcleo y pieles de fibra de carbono, podemos observar ya que la solución en pieles de aluminio va a ser tan válida

o mejor que la de fibra. A igualdad de incremento de masa, para un menor incremento de espesor ya tenemos mejores resultados, sobre todo para el tercer modo. Por lo tanto esto nos anima a seguir por esta línea.

Entonces, como decíamos, vamos a preocuparnos del tercer modo, ya que si solucionamos éste la solución será válida para el primer y segundo modo. Por lo tanto sabiendo que al aumentar 14 mm el núcleo hemos subido 20 Hz la tercera frecuencia, y asumiendo un relación lineal entre ambos (ver figura 8.3), para aumentarla 15 Hz (hasta los 90 Hz) tendremos que aumentar por lo menos 11 mm el núcleo.

- Espesor del núcleo $e_n=51\text{mm}$, espesor de las pieles $e_p=1,5\text{mm}$
Las frecuencias propias para este modelo son:

Modos	Frecuencia (Hz)
1º	46,862
2º	48,182
3º	90,431
4º	95,606
5º	98,258

Tabla 8.10 Frecuencias para $e_n=51\text{mm}$ y $e_p=1,5\text{mm}$. Aluminio

El incremento de masa es:

$$0,738\text{m} \times 0,738\text{m} \times 0,003\text{m} \times (2700 - 1800) \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 1,47\text{kg} \text{ (pieles)}$$

$$0,738\text{m} \times 0,738\text{m} \times 0,025\text{m} \times (128) \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 1,74\text{kg} \text{ (núcleo)}$$

$$1,47 + 1,74 = 3,21 \text{ kg de incremento total de peso}$$

Los modos son idénticos al caso anterior. Todas las frecuencias propias se encuentran por encima del nivel aceptación Como predijimos la tercera frecuencia ha sobrepasado los 90 Hz y la primera y la segunda los 45 Hz. Esta solución es la más delgada que hemos conseguido hasta el momento y casi tan ligera como la de fibra de carbono. Parece una solución muy aceptable.

Al igual que se ha procedido con anterioridad vamos a tratar de encontrar una solución que consiga reducir el espesor aunque vaya en detrimento del peso. Probamos incrementando cada piel 1mm y hemos conseguido una solución incrementando sólo hasta los 41 mm el núcleo.

- Espesor del núcleo $e_n=41\text{mm}$, espesor de las pieles $e_p=2,5\text{mm}$

Las frecuencias propias para este modelo son:

Modos	Frecuencia (Hz)
1º	45,168
2º	46,388
3º	93,064
4º	95,596
5º	98,252

Tabla 8.11 Frecuencias para $e_n=41\text{mm}$ y $e_p=2,5\text{mm}$. Aluminio

El incremento de masa es:

$$1,46\text{kg} + 0,738^2 \text{m}^2 \times 0,002\text{m} \times 2700 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 4,40\text{kg} \text{ (pieles)}$$

$$0,738\text{m} \times 0,738\text{m} \times 0,015\text{m} \times (128) \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 1,05\text{kg} \text{ (núcleo)}$$

$$4,40 + 1,05 = 5,45\text{kg} \text{ de incremento total de peso}$$

Los modos siguen siendo los mismos. Esta solución ha conseguido reducir 10 mm el espesor de la anterior pero ha aumentado mucho el peso, más de 2 kg, Esta solución nos parece demasiado pesada, y sería solo recomendable si fuera mucho mas importante el problema de las dimensiones del satélite que el problema del peso.

8.3 Reducción de peso

Aunque ya hemos encontrado soluciones válidas, unas más ligeras y otras más delgadas, en general nos parece que estas soluciones suponen demasiado incremento de masa. Además por otro lado, como ya hemos dicho, al disminuir la masa del satélite es de esperar que mejore el comportamiento dinámico, es decir, sus frecuencias propias sean más altas.

Por otro lado hemos demostrado que uno de los factores que más influye a la hora de aumentar la rigidez de un panel sándwich es el espesor del núcleo. Además parece que el resto de los paneles, es decir, todos menos el inferior son lo suficientemente rígidos. Es por esto, por lo que se ha pensado que podría ser beneficioso tanto desde el punto de vista dinámico, como desde el del peso, buscar soluciones con un material de aluminio honeycomb menos denso, aunque este fuera menos rígido, para los paneles laterales y superior, dejando el inferior con una de las soluciones anteriores.

Para ello hemos buscado paneles honeycomb de la misma aleación de aluminio pero con menor densidad, es decir, con las celdillas más grandes y/o paredes más delgadas. Siguiendo este criterio hemos decidido probar con un panel de densidad $68,9 \text{ kg/m}^3$ (5056/F80-.0014) cuyas propiedades mecánicas pueden observarse en el anexo A5. Este material es casi la mitad de denso que el original, y de ser posible su uso final, supondría un notable descenso de la masa, que ayudaría a paliar el exceso provocado por el panel inferior.

A continuación vamos a probar el efecto que tiene el cambio del material propuesto en las soluciones encontradas y que retoques, si es que fueran necesarios, habría que hacer para que las soluciones siguieran siendo válidas con este material del núcleo.

- Espesor del núcleo $e_n=71\text{mm}$, espesor de las pieles $e_p=1,5\text{mm}$
Piel de FC.

Honeycomb de panel superior y de los laterales de densidad $68,9\text{kg/m}^3$

Las frecuencias propias para este modelo son:

Modos	Frecuencia (Hz)
1°	50,340
2°	51,848
3°	90,257
4°	97,923
5°	100,51

Tabla 8.12 Frecuencias para $e_n=71\text{mm}$ y $e_p=1.5\text{mm}$. Ligero

- Espesor del núcleo $e_n=55\text{mm}$, espesor de las pieles $e_p=2,5\text{mm}$
Piel de FC.

Honeycomb del panel superior y de los laterales de densidad $68,9\text{kg/m}^3$

Las frecuencias propias para este modelo son:

Modos	Frecuencia (Hz)
1°	48,176
2°	49,595
3°	90,284
4°	97,900
5°	100,48

Tabla 8.13 Frecuencias para $e_n=55\text{mm}$ y $e_p=2.5\text{mm}$. Ligero

- Espesor del núcleo $e_n=51\text{mm}$, espesor de las pieles $e_p=1,5\text{mm}$
Piel de Aluminio.

Honeycomb de panel superior y de los laterales de densidad $68,9\text{kg/m}^3$

Las frecuencias propias para este modelo son:

Modos	Frecuencia (Hz)
1°	47,894
2°	48,763
3°	90,212
4°	97,887
5°	100,47

Tabla 8.14 Frecuencias para $e_n=51\text{mm}$ y $e_p=1,5\text{mm}$. Aluminio. Ligero

- Espesor del núcleo $e_n=41\text{mm}$, espesor de las pieles $e_p=2,5\text{mm}$
Piel de FC.

Honeycomb del panel superior y de los laterales de densidad $68,9\text{kg/m}^3$

Las frecuencias propias para este modelo son:

Modos	Frecuencia (Hz)
1°	45,692
2°	46,957
3°	92,786
4°	97,877
5°	100,47

Tabla 8.15 Frecuencias para $e_n=41\text{mm}$ y $e_p=2,5\text{mm}$. Aluminio. Ligero

Las cuatro soluciones siguen siendo válidas. Los modos analizados siguen siendo los mismos, y la mayoría de las frecuencias propias, todas menos la tercera, han aumentado un poco. Este incremento es debido al efecto beneficioso sobre el comportamiento dinámico que tiene la reducción de masa que soporta el panel inferior. Efecto que dedujimos de la expresión:

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

Ahora, que ya sabemos que el cambio del material honeycomb en el resto de paneles influye positivamente, vamos a medir la reducción de masa lograda.

Panel	Masa inicial (Kg)	Masa final (Kg)	Reducción(kg)
X+	4,33	3,66	0,67
Y-	2,30	2,02	0,28
Y+	2,30	2,02	0,28
Z-	2,23	1,96	0,27
Z+	2,23	1,96	0,27
Total		11,62	1,5

Tabla 8.16 Masa de los paneles con núcleo de 68,9 kg/m³

Por lo tanto hemos conseguido reducir el peso del resto de los paneles en 1,5 kg. Esta reducción nos sirve para contrarrestar un poco el aumento de masa que supondrá la elección de cualquiera de las soluciones encontradas.

Por último hay decir que aunque la resistencia última de este nuevo material honeycomb utilizado es menor que la del antiguo, ésta deba ser suficiente ya que las cargas estáticas y las aceleraciones no son preocupantes.

CAPÍTULO 9

ELECCIÓN DE SOLUCIONES

9 Elección de solución

A continuación se recopilan las cuatro soluciones encontradas, con los datos de masa y dimensiones relevantes para su comparación y elección. Se muestran los datos del panel inferior, y de la estructura total. Para todas las soluciones hemos empleado el material del núcleo más ligero que ya hemos comentado. También se adjuntan los mismos datos para el diseño original de partida.

Material y espesor de las pieles del panel inferior(X-)	Espesor del panel (mm)	Masa del panel (kg)	Masa total de la estructura del satélite (kg)
Original Fibra de Carbo $e_p = 1,5\text{mm}$	29	4,75	21,54
Solución 1 Fibra de Carbono $e_p = 1,5\text{mm}$	74	7,89	22,91
Solución 2 Fibra de carbono $e_p = 2,5\text{mm}$	60	8,73	23,75
Solución 3 Aluminio $e_p = 1,5\text{mm}$	54	7,96	22,98
Solución 4 Aluminio $e_p = 2,5\text{mm}$	46	10,2	25,22

Tabla 9.1 Soluciones para el panel inferior

Estas cuatro son las soluciones encontradas para el problema de frecuencias propias que queríamos resolver. Con respecto al comportamiento frente a las vibraciones todas son igual de válidas, ya que todas se encuentran por encima de los valores deseados. Por lo tanto para la elección de una solución debemos fijarnos en los aspectos “colaterales” que entrañaría la elección de cada una de ellas, a saber:

- Peso añadido
- Volumen añadido
- Coste
- Complejidad de realización

El peso es uno de los principales problemas del satélite ESMO, ya que se encuentra en el límite de lo requerido. Por lo tanto debemos, en la medida de lo posible, no agravar este problema. Pero por otro lado se hace muy difícil aumentar la rigidez de la estructura sin añadir elementos o espesores que aumenten ésta, por lo que es prácticamente imposible rigidizar la actual estructura sin aumentar el peso. Una estructura más ligera requeriría un diseño totalmente nuevo de la misma, con todos los problemas que acarrearía el mismo, lo cual no es práctico ni factible. Por estas razones creemos que para no aumentar el problema del peso son recomendables las **soluciones uno y tres**, que son las más ligeras.

Las dimensiones exteriores es el problema, quizás, más complicado de resolver en el diseño del satélite, ya que éstas dependen de los instrumentos que el satélite almacena en su interior. De igual modo este problema puede no ser tan restrictivo, ya que aunque el manual ASAP 5 marca unos límites, la mayoría de los lanzadores comerciales de satélites tienen formas de acoplar cargas que se salgan de los estándares. Además, como se ha dicho antes, es imposible aumentar la rigidez del panel sin aumentar el espesor. Por último creemos que nos es culpa de la estructura el exceso de tamaño, y que este se

debe reducir a partir de la mejor disposición y la reducción de los equipos interiores. De todos modos si este problema terminara siendo muy relevante optaríamos por las **soluciones tres y cuatro**, de pieles de aluminio, que son las que tienen menor espesor.

En cuanto al coste de la solución empleada debemos fijarnos en el material de las pieles y en el espesor del núcleo. En cuanto al material es sabido que la fibra de carbono es bastante más cara que el aluminio, como orientación se puede decir que de media una pieza de fibra de carbono es 5 veces más cara que una igual de aluminio. Para el caso del panel sándwich es difícil encontrar datos sobre precios, ya que estos dependen de las propiedades deseadas. En cuanto al material honeycomb debemos pensar que más espesor entraña más material y por lo tanto más coste. Desde este punto de vista se hacen aconsejables las **soluciones tres y cuatro**, que son más delgadas y de material más barato.

Por último, en cuanto a la complejidad que entraña llevar a cabo cada una de las soluciones, debemos decir, que en principio, lo aconsejable sería utilizar para todos los paneles el mismo material, en las pieles y en el núcleo, para sólo tener que adquirir dos productos. Pero, por otro lado, este beneficio, en cuanto a sencillez del suministro, se ve truncado la observar que aunque los paneles sean del mismo material, tienen espesores distintos y no basta con comprar o construir sólo una pieza de fibra y de honeycomb. Además, aunque sabemos que este satélite basaba su diseño en pieles de fibra de carbono en la capacidad de una de las universidades participantes de fabricarla, es común que el mismo fabricante de honeycomb sea capaz de fabricar el panel completo con las pieles de aluminio. Por lo tanto ninguna de las soluciones parece aportar más beneficios, en este aspecto, que las demás.

A la vista de lo anteriormente expuesto creemos que la **solución** más recomendable es la **tercera**, es decir, de **las pieles de aluminio de 1,5mm y núcleo de 51mm**. Con esta solución hemos añadido 25mm de altura y 1,5kg de masa.

9.1 Resumen de la solución propuesta

A continuación mostramos los datos de interés del satélite tras aplicar la solución propuesta.

Las dimensiones exteriores ahora son 738mm x 738 mm para el área inferior y 786mm de alto (esta dimensión se ve ampliada 25 por la solución propuesta). En la siguiente tabla se desglosa las dimensiones, materiales y pesos de los elementos estructurales.

Panel	Dimensiones(mm)	Espesores (mm)	Peso(kg)
X-	738 x 738	$e_n=51$; $e_p= 1,5$	7,96
X+	738 x 738	$e_n=20$; $e_p= 1,5$	3,67
Y-	738 x 710	$e_n=9$; $e_p= 0,8$	2,02
Y+	738 x 710	$e_n=9$; $e_p= 0,8$	2,02
Z+	715 x 710	$e_n=9$; $e_p= 0,8$	1,96
Z-	715 x 710	$e_n=9$; $e_p= 0,8$	1,96
Tubo central	D=214; L=710	$e=3,9$	3,35

Tabla 9.2 Dimensiones y masa finales.

Para el panel inferior (X-) el material del núcleo es aluminio honeycomb de densidad 128 kg/m^3 (Anexo A.5), y las pieles son de aluminio de la serie 7xxx que es el tipo de aleación más común en la industria aeronáutica.

Para el resto de los paneles utilizamos un núcleo mucho más ligero de densidad $68,9 \text{ kg/m}^3$ (Anexo A.5). Las pieles siguen igual, siendo de láminas de fibra de carbono (Anexo A.4)

El tubo central queda como en el diseño original.

9.2 Comprobación del modelo rígido para la solución escogida

Por último, como dijimos en el capítulo 5, vamos a comprobar que la solución asumiendo uniones totalmente articuladas entre paneles, y entre el panel inferior y el Ariane, no difiere en mucho del modelo rígido. Por supuesto el modelo articulado debe tener frecuencias por debajo de las del modelo rígido, por lo tanto estaremos del lado de la seguridad. A continuación simulamos la solución escogida cambiando las uniones articuladas por rígidas.

- Espesor del núcleo $e_n=51\text{mm}$, espesor de las pieles $e_p=1,5\text{mm}$

Las frecuencias propias para este modelo son:

Modos	Frecuencia (Hz)
1º	59,710
2º	61,069
3º	105,50
4º	112,03
5º	115,87

Tabla 9.3 Frecuencias para $e_n=51\text{mm}$ y $e_p=1,5\text{mm}$. Aluminio. Ligero.

Las frecuencias propias son todas superiores a las del modelo articulado. Los modos son prácticamente iguales, menos en el caso del quinto que ahora es una ondulación del panel superior. Luego hemos comprobado que las simplificaciones asumidas para el modelo articulado nos llevan a trabajar del lado de la seguridad, ya que el modelo totalmente articulado es el caso más desfavorable.

CAPÍTULO 10

CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO

10.1 Conclusiones

El objetivo de este trabajo era analizar las frecuencias propias de la estructura del satélite ESMO, y en caso de no cumplir las especificaciones del lanzador Ariane, proponer cambios para cumplir éstas.

Para ello hemos tenido que informarnos primero sobre todo lo respectivo a estructuras de satélites. Con ello nos hemos dado cuenta, que los satélites suelen ser objetos “simples” estructuralmente si los comparamos con aviones, naves , cohetes, etc. Sus estructuras no están sometidas a condiciones tan adversas en cuanto a cargas o temperaturas como los citados anteriormente. Es por ello que las soluciones observadas en los satélites actuales van encaminadas sobre todo a minimizar el peso, manteniendo la rigidez suficiente para aguantar el despegue y asegurar la posición en el espacio de los instrumentos que porta.

En cuanto a los materiales utilizados, éstos son los comunes en la industria aerospacial, como son las aleaciones metálicas ligeras y los materiales compuestos. Frente a la tendencia en la industria a utilizar los materiales de fibra de carbono o similares, hemos demostrado que el aluminio todavía puede ser tan válido como la fibra de carbono para resolver algunos problemas, y que para problemas simples como la estructura de un satélite, todavía es muy aprovechable su uso al ser mas barato y más sencilla su manipulación.

También hemos profundizado en el uso de los materiales sándwich, llevando a cabo numerosas simulaciones y asumiendo simplificaciones que han resultado modelizar bien la realidad. En este sentido hemos llegado a la conclusión de que nos convenía más aumentar el núcleo que las pieles para conseguir mayor rigidez. Para ello nos guiamos siguiendo las sencillas ecuaciones válidas para las vigas sándwich.

Por otro lado hemos comentado la importancia que tiene el análisis modal en el actual diseño mecánico. Conocer las frecuencias propias, de qué parámetros dependen y cómo se pueden modificar, es de gran utilidad para evitar fallos, vibraciones y ruidos innecesarios. En este sentido, se ha visto la dependencia que tienen las frecuencias propias en cuanto a la rigidez, masas, las inercias, etc.

Después hemos tenido que modelar la estructura del satélite para llevar a cabo las simulaciones. Para ello se ha utilizado el programa ANSYS, que nos permite hacer de manera sencilla el análisis modal, pero en el que se hace complicado dibujar. Por ello hemos utilizado numerosas simplificaciones, todas ellas justificadas ingenierilmente, omitiendo detalles geométricos, utilizando elementos planos en vez de en 3-D, y reduciendo los equipos interiores, no estructurales, a masas puntuales con sus propiedades de inercia.

Con todo lo anterior se ha procedido a llevar a cabo simulaciones en busca de soluciones, viendo la influencia que tienen los distintos parámetros en el comportamiento dinámico de la estructura. Se ha procedido a seleccionar la solución más razonable a nuestro problema, teniendo en cuenta otros problemas que presenta el diseño del satélite como son el peso y el tamaño, siendo conscientes de las soluciones de compromiso que hay que aceptar cuando existen varias dificultades que corregir. Por último hay que decir que la solución aportada será una solución válida, pero grosera, para el modelo del satélite final, ya que éste será más pequeño y ligero, y por lo tanto no necesitará un panel inferior tan rígido.

En resumen:

- Los satélites pequeños tienen estructuras sencillas
- No es necesario utilizar materiales compuestos o aleaciones complejas, el aluminio puede ser perfectamente válido.
- Los materiales sándwich son muy útiles cuando se necesita una gran rigidez y se requiere ligereza.
- Las frecuencias propias debe ser uno de los principales criterios de diseño de la estructura de un satélite
- Para el análisis modal por elementos finitos no es necesario un alto nivel de detalle ni una malla muy fina.

10.2 Trabajo futuro

Trabajo futuro debe centrarse en mejorar el nivel de detalle del satélite sobre todo en los siguientes puntos:

- Detalles de uniones en la estructura
- Propiedades de los equipos interiores
- Geometría y propiedades de la estructura de unión con el cohete

Con ello conseguiremos resultados más precisos y no sobredimensionaremos innecesariamente elementos estructurales debido al desconocimiento. En definitiva, el trabajo futuro se debe basar en la simulación con un diseño lo más cercano al diseño final.

ANEXOS

Anexo A.1

Mechanical Properties of Carbon Fibre Composite Materials, Fibre / Epoxy resin (120°C Cure)

Fibres @ 0° (UD), 0/90° (fabric) to loading axis, Dry, Room Temperature, Vf = 60% (UD), 50% (fabric)

	Units	Std CF Fabr ic	HM CF Fabr ic	E glass Fabr ic	Kevl ar Fabr ic	Std CF UD	HM CF UD	M55 ** UD	E glass UD	Kevl ar UD	Bor on UD
Young's Modulus 0°	GPa	70	85	25	30	135	175	300	40	75	200
Young's Modulus 90°	GPa	70	85	25	30	10	8	12	8	6	15
In-plane Shear Modulus	GPa	5	5	4	5	5	5	5	4	2	5
Major Poisson's Ratio		0.10	0.10	0.20	0.20	0.30	0.30	0.30	0.25	0.34	0.23
Ult. Tensile Strength 0°	MPa	600	350	440	480	1500	1000	1600	1000	1300	1400
Ult. Comp. Strength 0°	MPa	570	150	425	190	1200	850	1300	600	280	280
Ult. Tensile Strength 90°	MPa	600	350	440	480	50	40	50	30	30	90
Ult. Comp. Strength 90°	MPa	570	150	425	190	250	200	250	110	140	280
Ult. In-plane Shear Stren.	MPa	90	35	40	50	70	60	75	40	60	140
Ult. Tensile Strain 0°	%	0.85	0.40	1.75	1.60	1.05	0.55		2.50	1.70	0.70
Ult. Comp. Strain 0°	%	0.80	0.15	1.70	0.60	0.85	0.45		1.50	0.35	1.40
Ult. Tensile Strain 90°	%	0.85	0.40	1.75	1.60	0.50	0.50		0.35	0.50	0.60
Ult. Comp. Strain 90°	%	0.80	0.15	1.70	0.60	2.50	2.50		1.35	2.30	1.85
Ult. In-plane shear strain	%	1.80	0.70	1.00	1.00	1.40	1.20		1.00	3.00	2.80
Thermal Exp. Co-ef. 0°	Strain /K	2.10	1.10	11.60	7.40	-0.30	-0.30	-0.30	6.00	4.00	18.00
Thermal Exp. Co-ef. 90°	Strain /K	2.10	1.10	11.60	7.40	28.00	25.00	28.00	35.00	40.00	40.00
Moisture Exp.	Strain	0.03	0.03	0.07	0.07	0.01	0.01		0.01	0.04	0.01

	Units	Std CF Fabr ic	HM CF Fabr ic	E glass Fabr ic	Kevl ar Fabr ic	Std CF UD	HM CF UD	M55 ** UD	E glass UD	Kevl ar UD	Bor on UD			
Co-ef 0°	/K													
Moisture Exp. Co-ef 90°	Strain /K	0.03	0.03	0.07	0.07	0.30	0.30		0.30	0.30	0.30			
Density	g/cc	1.60	1.60	1.90	1.40	1.60	1.60	1.65	1.90	1.40	2.00			

** Calculated figures

Fibres @ +/-45 Deg. to loading axis, Dry, Room Temperature, Vf = 60% (UD), 50% (fabric)

	Symbol	Units	Std. CF	HM CF	E Glass	Std. CF fabric	E Glass fabric	Steel	Al
Longitudinal Modulus	E1	GPa	17	17	12.3	19.1	12.2	207	72
Transverse Modulus	E2	GPa	17	17	12.3	19.1	12.2	207	72
In Plane Shear Modulus	G12	GPa	33	47	11	30	8	80	25
Poisson's Ratio	v12		.77	.83	.53	.74	.53		
Tensile Strength	Xt	MPa	110	110	90	120	120	990	460
Compressive Strength	Xc	MPa	110	110	90	120	120	990	460
In Plane Shear Strength	S	MPa	260	210	100	310	150		
Thermal Expansion Co- ef	Alpha1	Strain/K	2.15 E-6	0.9 E-6	12 E- 6	4.9 E- 6	10 E- 6	11 E- 6	23 E-6
Moisture Co-ef	Beta1	Strain/K	3.22 E-4	2.49 E-4	6.9 E- 4				

** Calculated figures

These tables are for reference / information only and are **NOT** a guarantee of performance
1 GPa = 1000 MPa = 1000 N/mm² = 145,000 PSI

These tables relate to only 2 of the many fibre orientations possible. Most components are made using combinations of the above materials and with the fibre orientations being dictated by the performance requirements of the product. Performance Composites Ltd. can assist with the design of components where appropriate.

Anexo A.2

Elemento	Centro de gravedad			masa
	x	y	z	
AOCS RW.1	0,104	-0,282	0,000	1,13
AOCS RW.2	0,104	0,000	-0,282	1,13
AOCS RW.3	0,104	0,282	0,000	1,13
AOCS RW.4	0,104	0,000	0,282	1,13
AOCS STR TRK.1	0,697	0,217	0,260	0,90
AOCS STR TRK.2	0,697	-0,217	0,260	0,90
AOCS SUN SNR.1	0,716	0,376	0,000	0,05
AOCS SUN SNR.2	0,716	-0,376	0,000	0,05
AOCS SUN SNR.3	0,716	0,000	-0,376	0,05
AOCS SUN SNR.4	0,764	0,371	-0,375	0,05
CPROP ACT.1	0,034	0,000	0,408	0,40
CPROP ACT.2	0,034	0,000	-0,408	0,40
CPROP r6.1	0,723	0,325	-0,285	0,73
CPROP r6.2	0,723	0,325	0,285	0,73
CPROP r6.3	0,723	-0,325	0,285	0,73
CPROP r6.4	0,723	-0,325	-0,285	
CPROP TNK.1_mmh	0,226	0,195	-0,195	17,40
CPROP TNK.2_mmh	0,226	-0,195	0,195	12,33
CPROP TNK.3_mon	0,226	0,195	0,195	17,40
CPROP TNK.4_mon	0,226	-0,195	-0,195	12,33
CPROP N2 TANK	0,175	0,000	0,000	3,33
EPS SA.1	0,279	0,369	0,000	1,00
EPS SA.3	0,279	0,000	-0,369	1,00
PYLD BIOLUX	0,694	0,232	0,000	3,00
PAYL NAC	0,686	-0,162	-0,135	2,40
AOCS IMU.1	0,684	0,000	-0,145	0,85
AOCS IMU.2	0,684	0,000	0,145	0,85
CM TRNVS	0,679	0,030	-0,257	6,00
CM LGA.1	0,684	0,078	0,377	0,15
CM LGA.2	0,684	0,377	-0,078	0,15
CM LGA.3	0,684	-0,078	-0,377	0,15
CM LGA.4	0,684	-0,377	0,078	0,15
OBDH CPU BOX	0,661	-0,329	0,092	1,50
EPS BATT	0,626	-0,168	0,073	2,00
EPS PCDU	0,587	0,000	0,278	5,00

Tabla A.1 Masas y c.d.g

Anexo A.3

Elemento	lx	ly	lz	lxy	lxz	lyz
AOCS RW.1	0,0020	0,0020	0,0020			-5,00E-06
AOCS RW.2	0,0020	0,0020	0,0020		-5,00E-06	
AOCS RW.3	0,0020	0,0020	0,0020			-5,00E-06
AOCS RW.4	0,0020	0,0020	0,0020		-5,00E-06	
AOCS STR TRK.1	0,0010	0,0030	0,0040	2,60E-05		
AOCS STR TRK.2	0,0010	0,0030	0,0040	2,60E-05		
CPROP ACT.1	8,00E-04	1,30E-04	7,40E-04			
CPROP ACT.2	8,00E-04	1,30E-04	7,40E-04			
CPROP r6.1	0,0010	0,0020	8,60E-04			
CPROP r6.2	0,0010	0,0020	8,60E-04			
CPROP r6.3	0,0010	0,0020	8,60E-04			
CPROP r6.4	0,0010	0,0020	8,60E-04			
CPROP						
TNK.1_mmh	0,1870	0,1870	1,87E-01			
CPROP						
TNK.2_mmh	0,1810	0,1810	1,81E-01			
CPROP						
TNK.3_mon	0,1870	0,1870	1,87E-01			
CPROP						
TNK.4_mon	0,1810	0,1810	1,81E-01			
CPROP N2 TANK	0,0230	0,0230	1,50E-02			
PYLD BIOLUX	0,0180	0,0260	4,00E-02			
PAYL NAC	0,0170	0,0030	1,70E-02			
AOCS IMU.1	0,0020	0,0010	1,00E-03			
AOCS IMU.2	0,0020	0,001	1,00E-03			
CM TRNVS	0,1080	0,0140	1,08E-01			
CM LGA.1	3,00E-04	1,50E-04	1,50E-04			
CM LGA.2	1,50E-04	3,00E-04	1,50E-04			
CM LGA.3	3,00E-04	1,50E-04	1,50E-04			
CM LGA.4	1,50E-04	3,00E-04	1,50E-04			
OBDH CPU BOX	3,00E-03	9,00E-03	6,00E-03			
EPS BATT	1,00E-02	1,30E-02	6,00E-03			
EPS PCDU	6,50E-02	5,10E-02	3,40E-02			

Tabla A.2 Inercias de los equipos interiores con respecto a su centro de gravedad

ANEXO 4

LÁMINAS DE FIBRA DE CARBONO

LÁMINAS DE PARTIDA DE 0,3mm

```
*****
*                               The Laminator                               *
*       Analysis of Composite Laminates Based on                         *
*       Classical Laminated Plate Theory                                 *
*****
```

Material 1: User Material: LTM123/UD/M55J

Engineering Properties

Mat1	E1	E2	G12	v12
1	3.106e+011	7.455e+009	3.140e+009	0.300

Thermal and Moisture Properties

Mat1	CTE1	CTE2	CME1	CME2
1	-1.000e-006	4.039e-005	0.000e+000	0.000e+000

Stacking Sequence

Layer	Mat1	Ply Angle	Ply Thickness
1	1	0.0	1.500e-004
2	1	90.0	1.500e-004

Total Laminate Thickness :			3.000e-004

Laminate Matrices

'ABD' Matrix

4.780e+007	6.724e+005	2.545e-010	-3.417e+003	0.000e+000	1.908e-014
6.724e+005	4.780e+007	7.335e-008	0.000e+000	3.417e+003	5.502e-012
2.545e-010	7.335e-008	9.420e+005	1.908e-014	5.502e-012	0.000e+000
-3.417e+003	0.000e+000	1.908e-014	3.585e-001	5.043e-003	1.908e-018
0.000e+000	3.417e+003	5.502e-012	5.043e-003	3.585e-001	5.502e-016
1.908e-014	5.502e-012	0.000e+000	1.908e-018	5.502e-016	7.065e-003

'ABD' Inverse

6.568e-008	-9.239e-010	4.152e-023	6.260e-004	-5.123e-034	3.729e-019
-9.239e-010	6.568e-008	-1.458e-021	-3.388e-021	-6.260e-004	-2.396e-018
4.152e-023	-1.458e-021	1.062e-006	3.729e-019	-2.396e-018	1.322e-030
6.260e-004	-9.369e-035	3.729e-019	8.758e+000	-1.232e-001	5.536e-015
-5.123e-034	-6.260e-004	-2.396e-018	-1.232e-001	8.758e+000	-1.944e-013
3.729e-019	-2.396e-018	1.322e-030	5.536e-015	-1.944e-013	1.415e+002

LÁMINAS DE PARTIDA DE 0,3mm

Apparent Laminate Stiffness Properties *****

EX	EY	GXY	EXB	EYB
5.075e+010	5.075e+010	3.140e+009	5.075e+010	5.075e+010

Apparent Laminate Coupling Coefficients (Poisson and Shear Coupling) *****

vXY	vYX	nXY,X	nXY,Y	nX,XY	nY,XY
0.014	0.014	0.000	0.000	0.000	0.000

Apparent Laminate Thermal and Moisture Properties *****

CTEX	CTEY	CTEXY	CMEX	CMEY	CMEXY
7.657e-007	7.657e-007	-1.506e-019	0.000e+000	0.000e+000	0.000e+000

Apparent Laminate Strength for First Ply Failure Under Unidirectional Loading: +/-NX, +/-NY, NXY *****

Failure Theory	X-Axis Tension	X-Axis Compression	Y-Axis Tension	Y-Axis Compression	XY Shear
Max Stress	7.824e+007	-3.489e+007	7.824e+007	-3.489e+007	4.450e+007
Max Strain	7.821e+007	-3.496e+007	7.821e+007	-3.496e+007	4.450e+007
Tsai-Hill	7.806e+007	-3.500e+007	7.806e+007	-3.500e+007	4.450e+007
Hoffman	7.734e+007	-3.545e+007	7.734e+007	-3.545e+007	4.450e+007
Tsai-Wu	7.729e+007	-3.548e+007	7.729e+007	-3.548e+007	4.450e+007

LAMINADO DE PIELES DE 0,9 mm

```
*****
*                               The Laminator                               *
*                               Analysis of Composite Laminates Based on      *
*                               Classical Laminated Plate Theory              *
*****
```

Material 1: User Material: LTM123-M55J 0-90 WEAVE

Engineering Properties

Matl	E1	E2	G12	v12
1	5.075e+010	5.075e+010	3.140e+009	0.014

Thermal and Moisture Properties

Matl	CTE1	CTE2	CME1	CME2
1	7.657e-007	7.657e-007	0.000e+000	0.000e+000

Stacking Sequence

Layer	Matl	Ply Angle	Ply Thickness
1	1	45.0	3.000e-004
2	1	0.0	3.000e-004
3	1	45.0	3.000e-004
Total Laminate Thickness :			9.000e-004

Laminate Matrices

'ABD' Matrix

3.255e+007	1.377e+007	2.174e-008	-1.364e-012	-6.821e-013	-8.078e-028
1.377e+007	3.255e+007	-2.174e-008	-6.821e-013	-1.364e-012	8.078e-028
2.174e-008	-2.174e-008	1.596e+007	-8.078e-028	8.078e-028	-9.095e-013
-1.364e-012	-6.821e-013	-8.078e-028	1.803e+000	1.323e+000	2.120e-015
-6.821e-013	-1.364e-012	8.078e-028	1.323e+000	1.803e+000	-2.120e-015
-8.078e-028	8.078e-028	-9.095e-013	2.120e-015	-2.120e-015	1.471e+000

'ABD' Inverse

3.741e-008	-1.583e-008	-7.254e-023	4.489e-020	-3.077e-020	-1.246e-034
-1.583e-008	3.741e-008	7.254e-023	-3.077e-020	4.489e-020	1.246e-034
-7.254e-023	7.254e-023	6.267e-008	-1.688e-034	1.688e-034	3.874e-020
4.489e-020	-3.077e-020	-1.688e-034	1.202e+000	-8.818e-001	-3.002e-015
-3.077e-020	4.489e-020	1.688e-034	-8.818e-001	1.202e+000	3.002e-015
-1.246e-034	1.246e-034	3.874e-020	-3.002e-015	3.002e-015	6.798e-001

LAMINADO DE PIELES DE 0,9 mm

Apparent Laminate Stiffness Properties

EX	EY	GXY	EXB	EYB
2.970e+010	2.970e+010	1.773e+010	1.370e+010	1.370e+010

Apparent Laminate Coupling Coefficients (Poisson and Shear Coupling)

vXY	vYX	nXY,X	nXY,Y	nX,XY	nY,XY
0.423	0.423	0.000	0.000	0.000	0.000

Apparent Laminate Thermal and Moisture Properties

CTEX	CTEY	CTEXY	CMEX	CMEY	CMEXY
7.657e-007	7.657e-007	-7.523e-037	0.000e+000	0.000e+000	0.000e+000

Apparent Laminate Strength for First Ply Failure Under Unidirectional Loading: +/-NX, +/-NY, NXY

Failure Theory	X-Axis Tension	X-Axis Compression	Y-Axis Tension	Y-Axis Compression	XY Shear
Max Stress	4.603e+007	-2.053e+007	4.603e+007	-2.053e+007	2.472e+007
Max Strain	4.576e+007	-2.042e+007	4.576e+007	-2.042e+007	2.438e+007
Tsai-Hill	3.060e+007	-1.708e+007	2.325e+007	-1.944e+007	2.091e+007
Hoffman	2.965e+007	-2.016e+007	2.965e+007	-2.016e+007	2.137e+007
Tsai-Wu	2.965e+007	-2.016e+007	2.965e+007	-2.016e+007	2.137e+007

LAMINADO DE PIELES DE 1,5 mm

```
*****
*                                     *
*                               The Laminator                               *
*       Analysis of Composite Laminates Based on                         *
*       Classical Laminated Plate Theory                                 *
*                                     *
*****
```

Material 1: User Material: LTM123-M55J 0-90 WEAVE

Engineering Properties

Matl	E1	E2	G12	v12
1	5.075e+010	5.075e+010	3.140e+009	0.014

Thermal and Moisture Properties

Matl	CTE1	CTE2	CME1	CME2
1	7.657e-007	7.657e-007	0.000e+000	0.000e+000

Stacking Sequence

Layer	Matl	Ply Angle	Ply Thickness
1	1	0.0	3.000e-004
2	1	45.0	3.000e-004
3	1	0.0	3.000e-004
4	1	45.0	3.000e-004
5	1	0.0	3.000e-004
Total Laminate Thickness :			1.500e-003

Laminate Matrices

'ABD' Matrix

6.301e+007	1.420e+007	2.174e-008	3.638e-012	8.242e-013	8.078e-028
1.420e+007	6.301e+007	-2.174e-008	8.242e-013	3.638e-012	-8.078e-028
2.174e-008	-2.174e-008	1.784e+007	8.078e-028	-8.078e-028	1.137e-012
3.638e-012	8.242e-013	8.078e-028	1.300e+001	1.480e+000	2.120e-015
8.242e-013	3.638e-012	-8.078e-028	1.480e+000	1.300e+001	-2.120e-015
8.078e-028	-8.078e-028	1.137e-012	2.120e-015	-2.120e-015	2.163e+000

'ABD' Inverse

1.672e-008	-3.767e-009	-2.497e-023	-4.499e-021	5.065e-022	1.038e-035
-3.767e-009	1.672e-008	2.497e-023	5.065e-022	-4.499e-021	-1.038e-035
-2.497e-023	2.497e-023	5.605e-008	7.591e-036	-7.591e-036	-2.945e-020
-4.499e-021	5.065e-022	7.591e-036	7.796e-002	-8.878e-003	-8.509e-017
5.065e-022	-4.499e-021	-7.591e-036	-8.878e-003	7.796e-002	8.509e-017
1.038e-035	-1.038e-035	-2.945e-020	-8.509e-017	8.509e-017	4.622e-001

LAMINADO DE PIELES DE 1,5 mm

Apparent Laminate Stiffness Properties

EX	EY	GXY	EXB	EYB
3.988e+010	3.988e+010	1.189e+010	4.561e+010	4.561e+010

Apparent Laminate Coupling Coefficients (Poisson and Shear Coupling)

vXY	vYX	nXY,X	nXY,Y	nX,XY	nY,XY
0.225	0.225	0.000	0.000	0.000	0.000

Apparent Laminate Thermal and Moisture Properties

CTEX	CTEY	CTEXY	CMEX	CMEY	CMEXY
7.657e-007	7.657e-007	3.762e-037	0.000e+000	0.000e+000	0.000e+000

Apparent Laminate Strength for First Ply Failure

Under Unidirectional Loading: +/-NX, +/-NY, NXY

Failure Theory	X-Axis Tension	X-Axis Compression	Y-Axis Tension	Y-Axis Compression	XY Shear
Max Stress	6.163e+007	-2.749e+007	6.163e+007	-2.749e+007	1.658e+007
Max Strain	6.145e+007	-2.741e+007	6.145e+007	-2.741e+007	1.635e+007
Tsai-Hill	5.140e+007	-2.488e+007	4.072e+007	-2.682e+007	1.402e+007
Hoffman	4.894e+007	-2.754e+007	4.894e+007	-2.754e+007	1.433e+007
Tsai-Wu	4.894e+007	-2.754e+007	4.894e+007	-2.754e+007	1.433e+007

LAMINADO DEL TUBO 3,9mm

```
*****
*                               The Laminator                               *
*                               Analysis of Composite Laminates Based on      *
*                               Classical Laminated Plate Theory              *
*****
```

Material 1: User Material: LTM123-M55J 0-90 WEAVE
Material 2: User Material: LTM123/UD/M55J

Engineering Properties *****

Mat1	E1	E2	G12	v12
1	5.075e+010	5.075e+010	3.140e+009	0.014
2	3.106e+011	7.455e+009	3.140e+009	0.300

Thermal and Moisture Properties *****

Mat1	CTE1	CTE2	CME1	CME2
1	7.657e-007	7.657e-007	0.000e+000	0.000e+000
2	-1.000e-006	4.039e-005	0.000e+000	0.000e+000

Stacking Sequence *****

Layer	Mat1	Ply Angle	Ply Thickness
1	1	45.0	3.000e-004
2	2	0.0	1.500e-004
3	2	0.0	1.500e-004
4	2	0.0	1.500e-004
5	2	0.0	1.500e-004
6	2	0.0	1.500e-004
7	2	0.0	1.500e-004
8	1	45.0	3.000e-004
9	1	0.0	3.000e-004
10	2	0.0	1.500e-004
11	2	0.0	1.500e-004
12	1	0.0	3.000e-004
13	1	45.0	3.000e-004
14	2	0.0	1.500e-004
15	2	0.0	1.500e-004
16	2	0.0	1.500e-004
17	2	0.0	1.500e-004
18	2	0.0	1.500e-004
19	2	0.0	1.500e-004
20	1	45.0	3.000e-004

Total Laminate Thickness :			3.900e-003

Laminate Matrices *****

'ABD' Matrix

7.187e+008	3.225e+007	4.349e-008	-9.277e-011	-3.638e-012	-3.231e-027
------------	------------	------------	-------------	-------------	-------------

LAMINADO DEL TUBO 3,9mm

3.225e+007	8.080e+007	-4.349e-008	-3.638e-012	-1.091e-011	3.231e-027
4.349e-008	-4.349e-008	3.851e+007	-3.231e-027	3.231e-027	1.819e-012
-9.277e-011	-3.638e-012	-3.231e-027	9.108e+002	5.514e+001	7.860e-014
-3.638e-012	-1.091e-011	3.231e-027	5.514e+001	8.589e+001	-7.860e-014
-3.231e-027	3.231e-027	1.819e-012	7.860e-014	-7.860e-014	6.299e+001

'ABD' Inverse

1.417e-009	-5.655e-010	-2.239e-024	1.485e-022	-1.072e-022	-1.528e-037
-5.655e-010	1.260e-008	1.487e-023	-1.069e-022	1.646e-021	1.082e-036
-2.239e-024	1.487e-023	2.597e-008	-2.054e-038	1.447e-037	-7.499e-022
1.485e-022	-1.069e-022	-2.054e-038	1.142e-003	-7.333e-004	-2.341e-018
-1.072e-022	1.646e-021	1.447e-037	-7.333e-004	1.211e-002	1.603e-017
-1.528e-037	1.082e-036	-7.499e-022	-2.341e-018	1.603e-017	1.588e-002

Apparent Laminate Stiffness Properties *****

EX	EY	GXY	EXB	EYB
1.810e+011	2.035e+010	9.874e+009	1.771e+011	1.670e+010

Apparent Laminate Coupling Coefficients (Poisson and Shear Coupling) *****

vXY	vYX	nXY,X	nXY,Y	nX,XY	nY,XY
0.399	0.045	0.000	0.000	0.000	0.000

Apparent Laminate Thermal and Moisture Properties *****

CTEX	CTEY	CTEXTY	CMEX	CMEY	CMEXY
-9.520e-007	9.043e-006	1.129e-020	0.000e+000	0.000e+000	0.000e+000

Apparent Laminate Strength for First Ply Failure Under Unidirectional Loading: +/-NX, +/-NY, NXY *****

Failure Theory	X-Axis Tension	X-Axis Compression	Y-Axis Tension	Y-Axis Compression	XY Shear
Max Stress	2.804e+008	-3.557e+007	3.137e+007	-1.399e+007	1.377e+007
Max Strain	2.789e+008	-3.555e+007	3.135e+007	-1.399e+007	1.358e+007
Tsai-Hill	1.916e+008	-3.553e+007	2.912e+007	-1.395e+007	1.164e+007
Hoffman	1.851e+008	-3.535e+007	3.034e+007	-1.402e+007	1.190e+007
Tsai-Wu	1.851e+008	-3.534e+007	3.034e+007	-1.402e+007	1.190e+007

Anexo 5

Datos del fabricante Hexcel®



HexWeb® Aluminum Flex-Core®

Formable Aluminum Honeycomb

Product Data

Description

HexWeb® Aluminum Flex-Core® honeycomb utilizes either 5052 or 5056 alloy foil material and is available in two cell sizes and Double-Flex™. Flex-Core® has unique cell configurations that eliminate anticlastic behavior and permit small radii of curvature without deformation of the cell walls or loss of mechanical properties.

Features

- The only commercially available aluminum honeycomb core specifically designed for formability
- Retains mechanical properties in sharp curvatures
- Offers cost savings for curved panels
- Available in two cell sizes and double-flex configuration

Applications

HexWeb® Aluminum Flex-Core® has been developed by Hexcel to allow the designer and fabricator freedom in the utilization of honeycomb for components requiring simple and compound curvatures. Highly contoured sandwich panels such as leading edges and flaps, nacelles, fairings, doors and access covers, and other parabolic, spherical and cylindrical shapes are prime Flex-Core® candidates. Duplicate die model and control tooling for aerospace use are also examples of Flex-Core® applications.

As with standard aluminum honeycomb, Flex-Core® provides controlled crush characteristics without rebound and thus curved energy absorption units become feasible and economical.

Type Designation

Hexcel HexWeb® Aluminum Flex-Core and Double-Flex™ materials are designated as follows:

CR-PAA™ – 5052/F40 – .0013*-2.1

CR III – 5052/DF40 – .0025 – 4.2

Where:

CR-PAA – phosphoric acid anodized coating

CR III – CR III coating

5052 – aluminum alloy used

F40 or DF40 – nominal cell count of open cells in 12 inches measured in the W direction

.0013 or .0025 – nominal foil gauge (inches)

2.1 or 4.2 – is the nominal density in pounds per cubic foot

* If blank, cell walls are not slit; otherwise designated as S for slit cell walls.

Coatings

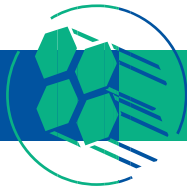
HexWeb® Aluminum Flex-Core® is available with two types of corrosion-resistant coating. These coatings are CR III and phosphoric acid anodized (CR-PAA™). CR III is an organo-metallic polymer coating that offers protection for aluminum honeycomb exposed to corrosive environments. CR-PAA™ offers superior protection in extreme salt spray environments.

© Copyright Hexcel Corporation

™ CR-PAA, Double-Flex are trademarks of Hexcel Corporation, Stamford, Connecticut.

® CR III, HexWeb, Flex-Core, Hexcel, and the Hexcel logo are registered trademarks of Hexcel Corporation, Stamford, Connecticut.



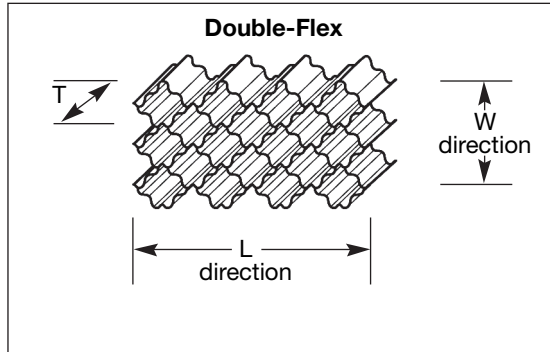
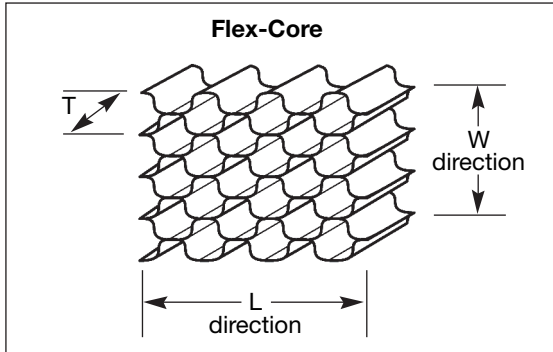


Dimensional Nomenclature

T = Thickness, or cell depth

L = Ribbon direction, or width

W = Expansion direction, or direction perpendicular to the ribbon



Standard Dimensions

Product	L	W	T max	T min
5052/F40	36 $\pm \frac{2}{0}$	96 $\pm \frac{4}{0}$	10.5	0.250
5056/F40	36 $\pm \frac{2}{0}$	96 $\pm \frac{4}{0}$	10.5	0.250
5052/F80	36 $\pm \frac{2}{0}$	48 $\pm \frac{4}{0}$	10.5	0.250
5056/F80	36 $\pm \frac{2}{0}$	48 $\pm \frac{4}{0}$	10.5	0.250
5052/DF25*	36 $\pm \frac{2}{0}$	96 $\pm \frac{4}{0}$	10.5	0.250
5056/DF40*	36 $\pm \frac{2}{0}$	96 $\pm \frac{4}{0}$	10.5	0.250

F = Flex-Core

*DF = Double-Flex

HexWeb® Aluminum Flex-Core® is available in the following standard sizes and dimensions in inches with the tolerances indicated:

Special L, W, and T dimensions are available on request.

Note: The high-density materials may not be available at the maximum T dimensions due to expansion limitations.

Specifications

Density: Standard tolerance is $\pm 10\%$ from the nominal density shown in Table I.

Thickness: Standard tolerance is as follows:

Cut T: inches	Tolerance: inches
0.250 – 3.999	± 0.005
4.000 – over	± 0.062

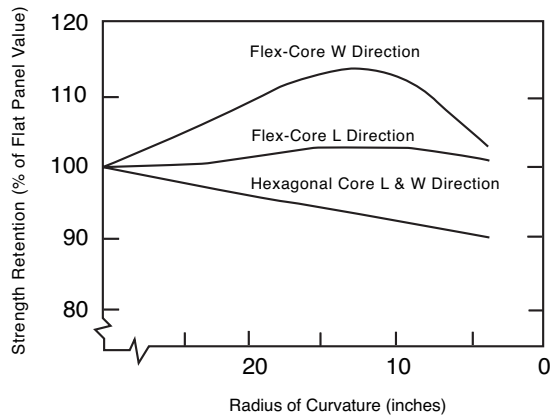
Availability

Flex-Core® material will be shipped F.O.B. Casa Grande, Arizona. Contact the nearest Hexcel Sales Office or Hexcel Customer Service for price and delivery information.

Table I: Mechanical Properties

Material/ Cell Count – Gauge	Nominal Density pcf	Compressive				Crush Strength psi	Plate Shear						
		Bare		Stabilized			L Direction			W Direction			
		Strength psi		Strength psi			Modulus ksi	Strength psi		Modulus ksi	Strength psi		Modulus ksi
		typ	min	typ	min	typ	typ	typ	min	typ	typ	min	typ
5052/F40 – .0013	2.1	200	126	225	157	65	80	90	63	18.0	50	37	10.0
5052/F40 – .0019	3.1	360	238	395	280	125	165	170	126	32.0	100	75	13.0
5052/F40 – .0025	4.1	525	378	560	420	185	250	260	182	43.0	150	115	17.0
5052/F40 – .0037	5.7	935	630	1050	700	290	380	400	280	68.0	230	170	23.0
5052/F80 – .0013	4.3	542	402	542	455	195	—	300	196	45.0	190	120	20.0
5052/F80 – .0019	6.5	1200	700	1300	735	310	—	540	308	72.0	310	180	24.0
5052/F80 – .0025	8.0	1600	1100	1750	1120	400	—	650	434	98.0	455	260	31.0
5052/DF25 – .0025	2.7	360p	270p	390p	290p	—	145p	185p	135p	27.0p	110p	80p	11.0p
5052/DF25 – .0047	4.8	910p	680p	960p	720p	—	430p	390p	290p	41.0p	240p	180p	20.0p
5052/DF40 – .0025	4.2	760p	600p	850p	680p	—	350p	280p	220p	30.0p	190p	150p	17.0p
5056/F40 – .0014	2.1	240	150	260	182	65	—	105	74	18.0	55	42	10.0
5056/F40 – .0020	3.1	460	284	465	329	125	—	200	150	32.0	120	90	13.0
5056/F40 – .0026	4.1	680	440	740	483	185	—	310	217	45.0	200	132	17.0
5056/F80 – .0014	4.3	780	475	860	518	195	—	375	235	47.0	240	138	20.0
5056/F80 – .0020	6.5	1400	805	1500	910	310	—	645	364	73.0	420	213	24.0
5056/F80 – .0026	8.0	1800	1210	1950	1260	410	—	850	518	100.0	570	307	32.0

p = preliminary value obtained from limited testing.

Table II: Effect of Radius Curvature on Shear Strength


Note: This data was derived from 3.8 pcf Hexagonal Core and 4.3 pcf Flex-Core®.



Important

Hexcel Corporation believes, in good faith, that the technical data and other information provided herein is materially accurate as of the date this document is prepared. Hexcel reserves the right to modify such information at any time. The performance values in this data sheet are considered representative but do not and should not constitute specification minima. The only obligations of Hexcel, including warranties, if any, will be set forth in a contract signed by Hexcel or in Hexcel's then current standard Terms and Conditions of Sale as set forth on the back of Hexcel's Order Acknowledgement.

For more information

Hexcel is a leading worldwide supplier of composite materials to aerospace and other demanding industries. Our comprehensive product range includes:

- | | |
|--|------------------------------|
| ■ Carbon Fiber | ■ Structural Film Adhesives |
| ■ RTM Materials | ■ Honeycomb Sandwich Panels |
| ■ Honeycomb Cores | ■ Special Process Honeycombs |
| ■ Continuous Fiber Reinforced Thermoplastics | ■ Reinforced Fabrics |
| ■ Carbon, Glass, Aramid and Hybrid Prepregs | |

For US quotes, orders and product information call toll-free 1-800-688-7734. For other worldwide sales office telephone numbers and a full address list please click here: <http://www.hexcel.com/contact/salesoffices>.

Bibliografía:

- Michael D. Griffin, James R. French; “Space Vehicle Design”; 2ª Ed; American Institute of Aeronautics and Astronautics; [2004].
- A. Mortensen; “Concise Encyclopedia of Composite Materials”; Elsevier; [2007].
- S.J. Iskowitz, J. Hopkins, J.P. Hopkins; “Internacional Referente Guide to Space Launch Systems”; 4º Ed; AIAA; [2004].
- J.G Giménez Ortiz, J. García de Jalón de la Fuente; “Teoría y Práctica del Análisis Modal”; E.S.I.I. de San Sebastián; [1984]
- “Ariane 5 Structure for Auxiliary Payload User’s Manual”; Arianspace; Rev. 0; [2000].
- J. Bertholet; “Composite Materials Mechanical Behavior and Structural Analysis”; Springer; [1999]
- Departamento de Estructuras y Medios Continuos de la Universidad Carlos III de Madrid; “Apuntes de Elasticidad y Resistencia de Materiales II”.
- Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Carlos III de Madrid; “Apuntes de Cálculo de Máquinas”.

Webs:

- www.esa.int
Página web de la Agencia Espacial Europea
- www.eoportal.org
“Sharing Earth Observation Resources”
Página web con un gran directorio de misiones y satélites. De aquí se obtuvieron la mayoría de fotografías de satélites.
- www.mece.ualberta.ca/Tutorials/ansys/
Página de la Universidad de Alberta con tutoriales del programa ANSYS.